



TUGAS AKHIR - TM 141585

**ANALISIS TERMAL SISTEM GABUNGAN GAS
TURBINE GENERATOR (GTG) DAN WASTE
HEAT BOILER (WHB) DENGAN KAPASITAS
100 TON/JAM (STUDI KASUS UNIT UTILITAS
PABRIK KALTIM-3 PT. PUPUK KALIMANTAN
TIMUR, BONTANG)**

PUTRI WAHYU LESTARI
NRP 2112100006

Dosen Pembimbing :
Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, ME

JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2016



TUGAS AKHIR - TM 141585

**THERMAL ANALYSIS COMBINED SYSTEM GAS
*TURBINE GENERATOR (GTG) AND WASTE
HEAT BOILER (WHB) WITH CAPACITY 100
TON / HOUR (STUDY CASE UNIT UTILITY
PLANT KALTIM-3 PT. PUPUK KALIMANTAN
TIMUR, BONTANG)***

PUTRI WAHYU LESTARI
Registration No. 2112100006

Academic Advisor :
Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, ME

DEPARTMENT MECHANICAL ENGINEERING
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2016

**ANALISIS TERMAL SISTEM GABUNGAN GAS
TURBINE GENERATOR (GTG) DAN WASTE HEAT
BOILER (WHB) DENGAN KAPASITAS 100 TON/JAM
(STUDI KASUS UNIT UTILITAS PABRIK KALTIM-3
PT. PUPUK KALIMANTAN TIMUR, BONTANG)**



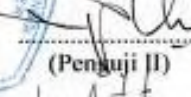
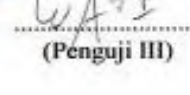
TUGAS AKHIR


Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
Pada Bidang Studi Teknik Konversi Energi
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Oleh:

PUTRI WAHYU LESTARI

NRP. 2112 100 006

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, ME (NIP. 195312191981031001)	 (Pembimbing)
2. Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsan, M.Eng. (NIP. 195310191979031002)	 (Penguji I)
3. Prof. Dr. Eng. Prabowo, M.Eng. (NIP. 196505051990031005)	 (Penguji II)
4. Dr. Wawan Aries Widodo, ST., MT (NIP. 197104051997021001)	 (Penguji III)



SURABAYA
Juli, 2016

**ANALISIS TERMAL SISTEM GABUNGAN GAS
TURBINE GENERATOR (GTG) DAN WASTE HEAT
BOILER (WHB) DENGAN KAPASITAS 100 TON/JAM
(STUDI KASUS UNIT UTILITAS PABRIK KALTIM-3
PT. PUPUK KALIMANTAN TIMUR, BONTANG)**

Nama Mahasiswa : Putri Wahyu Lestari
NRP : 2112100006
Jurusan : Teknik Mesin, FTI-ITS
Dosen Pembimbing: Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, ME.

ABSTRAK

Unit Utilitas Pabrik Kaltim-3 PT. Pupuk Kalimantan Timur, Bontang merupakan unit yang menunjang pembuatan Pupuk Urea dan Amonia. Dalam unit utilitas terdapat beberapa unit penunjang salah satunya adalah Unit *Waste Heat Boiler* (WHB). Unit *Waste Heat Boiler* (WHB) merupakan unit pembangkit *steam* yang memanfaatkan kalor gas buang keluaran sistem pembangkit listrik *Gas Turbine Generator* (GTG) untuk mengubah air menjadi *superheated steam*. Gas buang GTG masih memiliki energi termal cukup besar yang dapat dimanfaatkan kembali untuk menunjang proses produksi. Selain memanfaatkan gas buang keluaran sistem pembangkit listrik GTG, *Waste Heat Boiler* (WHB) juga mendapatkan kalor tambahan (*supplementary firing*) yang berasal dari pembakaran *natural gas*. Untuk mengetahui efisiensi dari sistem gabungan Unit *Waste Heat Boiler* (WHB) dan unit *Gas Turbine Generator* (GTG) diperlukan sebuah analisis termal. Efisiensi sistem gabungan ini bergantung pada konsumsi bahan bakar pada sistem pembangkit listrik *Gas Turbine Generator* (GTG), penambahan pembakaran bahan bakar (*supplementary firing*), dan gas buang (*exhaust gas*) keluaran sistem pembangkit listrik *Gas Turbine Generator* (GTG) yang dimanfaatkan untuk memanaskan air hingga menjadi *superheated steam*. Dengan mengoptimalkan penggunaan gas buang *Gas*

Turbine Generator (GTG), maka akan dapat mengetahui besar penghematan bahan bakar *Natural Gas*.

Untuk mengetahui nilai efisiensi dan konsumsi bahan bakar, dilakukan perhitungan kalor yang dibutuhkan WHB untuk mengubah air menjadi *superheated steam* dan kalor gas buang keluaran GTG, sehingga dapat diketahui besarnya kalor pembakaran *Natural Gas* yang harus ditambahkan (*supplementary firing*) ke WHB. Perhitungan ini dilakukan pada masing-masing variasi tekanan dan laju aliran massa uap ekstraksi *steam turbine* 2. Dari hasil perhitungan tersebut dapat diketahui variasi tekanan dan laju aliran massa ekstraksi yang memiliki efisiensi tertinggi dan konsumsi bahan bakar terkecil.

Hasil yang didapatkan dari penelitian tugas akhir ini adalah semakin besar tekanan ekstraksi *steam turbine* maka efisiensi termal sistem akan semakin menurun. Efisiensi tertinggi berada pada variasi tekanan ekstraksi 6.6 bar dan laju alir massa 16.296 ton/jam yaitu 54.887 %. Semakin besar laju alir massa uap ekstraksi maka efisiensi termal sistem akan meningkat pula hingga mencapai laju alir massa maksimum. Selain itu, konsumsi bahan bakar *Natural Gas* tertinggi pada setiap variasi laju alir massa berada pada tekanan 6.6 bar. Konsumsi bahan bakar paling rendah berada pada laju alir massa maksimum masing-masing variasi tekanan ekstraksi yaitu sebesar 1.29501 kg/s

Kata kunci : *Waste Heat Boiler, Gas Turbine Generator, Superheated steam*

**THERMAL ANALYSIS COMBINED SYSTEM GAS
TURBINE GENERATOR (GTG) AND WASTE HEAT
BOILER (WHB) WITH CAPACITY 100 TON / HOUR
(STUDY CASE UNIT UTILITY PLANT KALTIM-3
PT. PUPUK KALIMANTAN TIMUR, BONTANG)**

Name : Putri Wahyu Lestari
NRP : 2112100006
Department : Teknik Mesin, FTI-ITS
Advisor : Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo,
ME.

ABSTRACT

Utility Unit Kaltim-3 PT. Pupuk Kalimantan Timur, Bontang is a unit that supports production of urea and ammonia. There are several units that support utility unit, one of which is the Unit Waste Heat Boiler (WHB). Waste Heat Boiler (WHB) Unit is a steam generating unit which utilizes exhaust gas from Gas Turbine Generator (GTG) to change water into superheated steam. Exhaust gas of GTG still has a considerable energy can be recovered to support the ongoing production process. In addition to utilizing the waste gas power generation system output GTG, Waste Heat Boiler (WHB) also get additional heat (supplementary firing) from the combustion of natural gas. To determine the efficiency of the combined system Unit Waste Heat Boiler (WHB) and units of Gas Turbine Generator (GTG) required a thermal analysis. The efficiency of the combined system is depend on the fuel consumption in power generation systems Gas Turbine Generator (GTG), the addition of fuel combustion (supplementary firing), and the capacity of the exhaust gas (exhaust gas) output power systems Gas Turbine Generator (GTG) which is used for heat the water up to become superheated steam. By optimizing the use of exhaust Gas Turbine

Generator (GTG), it will be able to determine the fuel savings Natural Gas.

To determine the value of thermal efficiency and fuel consumption, calculation heat of WHB required to convert water into superheated steam and exhaust gas from Gas Turbine Generator, so can be known the amount of heat of combustion of natural gas that must be added (supplementary firing) to WHB. This calculation on each variation of pressure and mass flow rate of steam extraction steam turbine 2. From the results of these calculations can be known variations in pressure and mass flow rate extraction have the highest efficiency and smallest fuel consumption.

The results from this research is increase of the pressure extraction steam turbine, thermal efficiency of the system will decrease. The highest efficiency at pressure variation extraction 6.6 bar and mass flow rate of 16 296 ton/hour is 54.887%. The greater mass flow rate of steam extraction, the thermal efficiency of the system will also increase until it reaches a maximum mass flow rate. In addition, the highest fuel consumption of Natural Gas on every variation of the mass flow rate is at a pressure of 6.6 bar. The Lowest fuel consumption at the maximum mass flow rate of each extraction pressure variations is 1.29501 kg/s

Keywords : Waste Heat Boiler, Gas Turbine Generator, Superheated steam

DAFTAR ISI

ABSTRAK.....	iv
ABSTRACT.....	vi
KATA PENGANTAR	viii
DAFTAR ISI	x
DAFTAR GAMBAR	xii
DAFTAR TABEL	xiv
BAB I. PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Perumusan Masalah.....	3
1.3 Batasan Masalah.....	4
1.4 Tujuan Penelitian.....	4
1.5 Manfaat Penelitian.....	5
BAB II. TINJAUAN PUSTAKA	6
2.1 Dasar Teori.....	6
2.1.1 Gambaran Umum Unit Utilitas PT. Pupuk Kalimantan Timur	6
2.1.2 Sistem Boiler	7
2.1.3 Pengertian <i>Waste Heat Boiler</i> (WHB).....	9
2.1.4 Siklus Gabungan <i>Gas Turbine Generator – Waste Heat Boiler</i>	13
2.1.5 Distribusi Temperatur Pada Sistem <i>Waste Heat Boiler</i> (WHB)	16
2.1.6 Analisis Termodinamika pada Komponen <i>Waste Heat Boiler</i> (WHB)	17
2.1.6 Proses Pembakaran Gas Alam	24
2.2 Penelitian Terdahulu.....	29
2.2.1 Yong Li, Chao Wang [2012]	29
2.2.2 T. Srinivas dkk [2007]	30
BAB III. METODOLOGI.....	33
3.1 Persiapan.....	34
3.2 Pengumpulan Data.....	34
3.3 Langkah-Langkah Perhitungan.....	37
3.4 Flowchart Perhitungan.....	39

BAB IV. ANALISIS DAN PEMBAHASAN	41
4.1 Data Operasi dan Skema Sistem Gabungan GTG-WHB	41
4.2 Modifikasi Sistem Gabungan GTG-WHB dengan Variasi <i>Ekstraksi Steam Turbine 2</i>	44
4.3 Analisis Termodinamika	45
4.3.1 Analisis pada <i>Gas Turbine Generator (GTG)</i>	45
4.3.2 Analisis pada Sistem Gabungan <i>Gas Turbine Generator (GTG) - Waste Heat Boiler (WHB)</i>	48
4.3.3 Analisis Siklus Rankine pada Sistem Gabungan <i>Gas Turbine Generator (GTG) - Waste Heat Boiler (WHB)</i>	58
4.3.4 Analisis Siklus Brayton pada Sistem Gabungan <i>Gas Turbine Generator (GTG) - Waste Heat Boiler (WHB)</i>	60
4.4 Pembahasan.....	62
4.4.1 Grafik Pengaruh Variasi Tekanan & Laju Alir Massa <i>Ekstraksi Steam Turbine 2</i> terhadap Efisiensi Termal Sistem Gabungan GTG-WHB.....	62
4.4.2 Grafik Perngaruh Variasi Tekanan dan Laju Alir Massa <i>Ekstraksi Steam Turbine 2</i> terhadap Konsumsi <i>Natural Gas</i> Sistem Gabungan GTG-WHB.....	65
4.4.3 Grafik Pengaruh Variasi Laju Alir Massa Ekstraksi <i>Steam Turbine 2</i> terhadap $\eta_{Rankine}$, $\eta_{Brayton}$, $\eta_{gabungan}$ Pada Masing-masing Variasi Tekanan Ekstraksi	67
BAB V. KESIMPULAN DAN SARAN	71
5.1 Kesimpulan.....	71
5.2 Saran.....	72
DAFTAR PUSTAKA	xii
LAMPIRAN	xiv
LAMPIRAN A	xiv
LAMPIRAN B	xv

DAFTAR TABEL

Tabel 3.1 Spesifikasi <i>Waste Heat Boiler</i> 17-H-201.....	35
Tabel 3.2 Data Operasi <i>Waste Heat Boiler</i> 17-H-201	36
Tabel 4.1 Data Operasi Sistem GTG - WHB	41
Tabel 4.2 Data Operasi pada Siklus <i>Brayton Gas Turbine Generator</i> (GTG).....	46
Tabel 4.3 Data Operasi Kandungan Unsur Gas Buang Keluaran GTG.....	47
Tabel 4.4 Data Kondisi <i>Eksisting</i> Sistem Tanpa Ekstraksi.....	48
Tabel 4.5 Nilai Variasi Ekstraksi <i>Steam Turbine</i> 2.	50
Tabel 4.6 Data Kesetimbangan Massa pada Deaerator	51
Tabel 4.7 Nilai Efisiensi Gabungan GTG-WHB Pada Tiap Variasi Ekstraksi	56
Tabel 4.8 Perbandingan Efisiensi Gabungan Tanpa dan Dengan Variasi Ekstraksi <i>Steam Turbine</i> 2.	58
Tabel 4.9 Nilai Efisiensi Rankine Pada Tiap Variasi Ekstraksi	59
Tabel 4.10 Nilai Efisiensi Brayton Pada Tiap Variasi Ekstraksi...	61
Tabel 4.11 Perbandingan Efisiensi Gabungan, Brayton, dan Rankine pada Tiap Variasi	68

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1 Diagram Proses Utilitas	3
Gambar 2.1 Diagram Proses Utilitas	7
Gambar 2.2 <i>Waste Heat Boiler</i> Unit Utilitas Pabrik Kaltim-3	8
Gambar 2.3 <i>Deaerator</i>	10
Gambar 2.4 <i>Steam Drum</i>	10
Gambar 2.5 <i>Blowdown System</i>	12
Gambar 2.6 Gabungan Siklus <i>Gas Turbine Generator</i> (GTG) dan Unit <i>Waste Heat Boiler</i> (WHB).....	14
Gambar 2.7 Skema Siklus Turbin Gas	14
Gambar 2.8 Diagram Siklus Brayton (a) P-V diagram (b) T-s diagram.....	15
Gambar 2.10 Ilustrasi <i>Control Volume</i>	17
Gambar 2.11 Keseimbangan Energi Sistem <i>Waste Heat Boiler</i> ...	18
Gambar 2.12 Keseimbangan Energi <i>Economizer</i>	19
Gambar 2.13 Keseimbangan Energi <i>Evaporator</i>	20
Gambar 2.14 Keseimbangan Energi <i>Superheater</i> 1	21
Gambar 2.15 Keseimbangan Energi <i>Desuperheater</i>	22
Gambar 2.16 Keseimbangan Energi <i>Superheater</i> 2	23
Gambar 2.17 Pengaruh Kerugian Ekstraksi Turbin Uap Terhadap Efisiensi	30
Gambar 2.18 Grafik Perbandingan Rasio Temperatur Ekstraksi terhadap Efisiensi Pembangkit untuk <i>Single Feedwater Heater</i> ...	31
Gambar 3.1 Tahapan Penelitian.....	33
Gambar 3.2 <i>Waste Heat Boiler</i> 17-H-201	34
Gambar 3.3 <i>Flowchart</i> Perhitungan	39
Gambar 4.1 Skema Sistem Gabungan <i>Gas Turbine Generator</i> (GTG) – <i>Waste Heat Boiler</i> (WHB) Unit Utilitas Kaltim-3 PT. Pupuk Kaltim, Bontang	43
Gambar 4.2 T-S Diagram Sistem <i>Waste Heat Boiler</i> (WHB) pada Kondisi <i>Eksisting</i>	43
Gambar 4.3 Skema Sistem Gabungan GTG - WHB dengan Ekstraksi <i>Steam Turbine</i>	44

Gambar 4.4 Skema Siklus Brayton pada <i>Gas Turbine Generator</i> (GTG)	45
Gambar 4.5 Kesetimbangan Massa pada Deaerator	51
Gambar 4.6 Sistem <i>Waste Heat Boiler</i>	53
Gambar 4.7 T-S Diagram Sistem <i>Waste Heat Boiler</i> (WHB) pada Tekanan Ekstraksi 6.6 bar	57
Gambar 4.8 Pengaruh Variasi Tekanan dan Laju Alir Massa Ekstraksi terhadap Efisiensi Termal Sistem Gabungan GTG-WHB	62
Gambar 4.9 Pengaruh Variasi Tekanan dan Laju Alir Massa Ekstraksi terhadap Bahan Bakar <i>Natural Gas</i> Sistem Gabungan GTG-WHB	65
Gambar 4.10 Pengaruh Variasi Tekanan Laju Alir Massa Ekstraksi terhadap $\eta_{Rankine}$, $\eta_{Brayton}$, $\eta_{gabungan}$ Pada Masing-masing Variasi Tekanan Ekstraksi	67

LAMPIRAN

LAMPIRAN A

Tabel A-1	Hasil Perhitungan Ekstraksi 6.6 bar	Pada Variasi Tekanan
Tabel A-2	Hasil Perhitungan Ekstraksi 10.88 bar	Pada Variasi Tekanan
Tabel A-3	Hasil Perhitungan Ekstraksi 17.09 bar	Pada Variasi Tekanan
Tabel A-4	Hasil Perhitungan Ekstraksi 25.76 bar	Pada Variasi Tekanan
Tabel A-5	Hasil Perhitungan Ekstraksi 37.5 bar	Pada Variasi Tekanan
Tabel A-6	Hasil Perhitungan Pada Kondisi <i>Eksisting</i> Sistem Gabungan GTG-WHB Tanpa Ekstraksi	

LAMPIRAN B

Tabel B-1	Skema Sistem Gabungan <i>Gas Turbine Generator</i> (GTG) – <i>Waste Heat Boiler</i> (WHB) Unit Utilitas Kaltim 3
Tabel B-2	Skema Modifikasi Sistem Gabungan <i>Gas Turbine Generator</i> (GTG) – <i>Waste Heat Boiler</i> (WHB) dengan Ekstraksi <i>Steam Turbine</i>
Tabel B-3	<i>Lower and Higher Heating Values of Gas, Liquid, and Solid Fuels</i>
Tabel B-4	Spesifikasi <i>Gas Turbine Generator</i> (GTG)
Tabel B-5	Data Analisis Laboratorium Kandungan <i>Natural Gas</i> dan <i>mass flowrate</i> air di WHB
Tabel B-6	<i>Thermodynamic Properties of Chemicals</i>

BAB I.

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

PT. Pupuk Kalimantan Timur merupakan anak perusahaan PT. Pupuk Indonesia (Persero) yang bergerak untuk memenuhi kebutuhan swasembada pangan dibidang penyediaan pupuk domestik, baik untuk sektor tanaman pangan melalui pupuk bersubsidi, maupun untuk sektor perkebunan dan industri. Saat ini, PT. Pupuk Kalimantan Timur memiliki kapasitas produksi Urea sebanyak 2.98 juta ton/tahun, Amonia 1.85 juta ton/tahun, dan NPK 350 ribu ton/tahun. PT. Pupuk Kalimantan Timur juga memproduksi pupuk organik dengan kapasitas 45 ribu ton/tahun [1]. Wilayah pemasaran PT. Pupuk Kalimantan Timur untuk pupuk bersubsidi meliputi seluruh kawasan timur Indonesia, sedangkan produk nonsubsidi tersebar di seluruh wilayah Indonesia. Selain urea, NPK, dan pupuk organik, PT. Pupuk Kalimantan Timur juga memasarkan amoniak untuk kebutuhan industri dalam dan luar negeri.

PT. Pupuk Kalimantan Timur terdiri dari 6 pabrik yaitu Pabrik Kaltim-1, Pabrik Kaltim-2, Pabrik Kaltim-3, Pabrik Kaltim-4, Pabrik Kaltim-5, dan Pabrik-1A. Masing-masing pabrik tersebut terdiri dari unit Amoniak, unit Urea, dan unit Utilitas. Unit Amoniak merupakan unit yang memproduksi pupuk amoniak, unit Urea memproduksi pupuk Urea, sedangkan unit Utilitas merupakan unit penunjang kelangsungan proses produksi berupa air demin, air pendingin (*cooling water/sea water*), uap (*steam*), dan kebutuhan listrik. Untuk memperoleh produk dengan kapasitas yang diinginkan, PT. Pupuk Kalimantan Timur tentunya membutuhkan komponen-komponen penunjang yang memiliki performa baik.

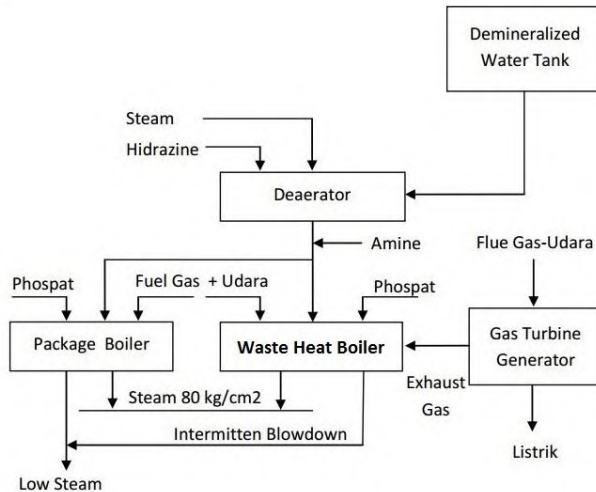
Unit *Waste Heat Boiler* (WHB) merupakan unit yang berfungsi mengubah air menjadi *steam* untuk menunjang proses pembuatan Amoniak dan Urea. *Waste Heat Boiler* mendapatkan kalor dari gas buang *Gas Turbine Generator* (GTG) dan kalor

tambahan (*supplemental firing*) dari pembakaran gas alam. Gas buang yang dihasilkan oleh GTG mempunyai temperatur yang sangat tinggi yaitu 500⁰C, sehingga tidak memungkinkan untuk dibuang langsung ke lingkungan. *Steam* yang dihasilkan *Waste Heat Boiler* dapat digunakan untuk berbagai hal, yaitu :

- Sebagai penggerak turbin
- Sebagai pemanas
- Sebagai bagian dari proses pembuatan pupuk.

Gambar 1.1 menunjukkan diagram proses utilitas yang terdiri dari *Waste Heat Boiler* dan *Gas Turbine Generator*.

Pada unit Utilitas Pabrik Kaltim-3, *Waste Heat Boiler* (17-H-201) menghasilkan 100 ton/jam *superheated steam* untuk memenuhi kebutuhan utilitas selama beroperasi. *Waste Heat Boiler* (17-H-201) terdiri dari beberapa komponen, yaitu *Economizer*, *Steam Drum*, *Evaporator*, *Superheater* 1, dan *Superheater* 2. *Steam* bertekanan tinggi (*HP Steam*) yang dihasilkan oleh *Waste Heat Boiler* unit Utilitas Pabrik Kaltim-3 akan digunakan untuk memutar *Steam Turbine* 17-TS-101 dan 17-TS-201. Performa Siklus Gabungan GTG-*Waste Heat Boiler* bergantung pada kalor gas buang *Gas Turbine Generator* (GTG) yang masuk ke *Waste Heat Boiler* dan kalor yang dimanfaatkan *Waste Heat Boiler* untuk mengubah air menjadi *superheated steam*. Kalor pembakaran gas alam di dalam *Waste Heat Boiler* dan bahan bakar pada GTG juga mempengaruhi performa sistem *Gas Turbine Generator* (GTG)-*Waste Heat Boiler* (WHB) secara keseluruhan.



Gambar 1.1 Diagram Proses Utilitas

Beranjak dari pemikiran di muka, maka perlu dilakukan analisis termal pada siklus gabungan *Gas Turbine Generator* (GTG) dan *Waste Heat Boiler*. Analisis tersebut selanjutnya dapat digunakan sebagai dasar untuk mendapatkan cara meningkatkan performa sistem dan penghematan biaya pembelian gas alam (*natural gas*) oleh PT. Pupuk Kalimantan Timur.

1.2 Perumusan Masalah

Efisiensi siklus gabungan *Gas Turbine Generator* (GTG) dan *Waste Heat Boiler* (WHB) pada Unit Utilitas Pabrik Kaltim-3 dipengaruhi oleh jumlah bahan bakar yang digunakan pada sistem GTG dan *supplementary firing* pada sistem WHB. Berdasarkan hal tersebut, maka perlu dilakukan pengoptimalan siklus pembangkit uap dalam sistem WHB dengan variasi tekanan dan laju aliran massa ekstraksi *steam turbine*. Analisis yang dilakukan dalam tugas akhir ini adalah :

1. Bagaimana melakukan analisis pada sistem gabungan *Gas Turbine Generator* (GTG) dan *Waste Heat Boiler* (WHB) dengan menggunakan analisis termal.
2. Bagaimana pengaruh variasi tekanan dan laju aliran massa ekstraksi *steam turbine* terhadap konsumsi bahan bakar *Natural Gas* dalam sistem *Waste Heat Boiler*.
3. Bagaimana pengaruh variasi tekanan dan laju aliran massa ekstraksi *steam turbine* terhadap efisiensi termal sistem gabungan GTG-WHB.

1.3 Batasan Masalah

Adapun batasan masalah yang digunakan dalam tugas akhir ini adalah :

1. Analisis dilakukan berdasarkan data operasi Unit Utilitas Pabrik Kaltim-3 PT. Pupuk Kalimantan Timur, Bontang.
2. Kondisi operasi adalah tunak (*steady state*).
3. Rugi panas pada instalasi perpipaan tidak diperhitungkan.
4. Perubahan energi kinetik dan potensial diabaikan.
5. Perhitungan dilakukan dengan menggunakan analisis *thermal*
6. Pembebanan pada *Waste Heat Boiler* dipertahankan tetap 100 ton/jam.

1.4 Tujuan Penelitian

Berdasarkan latar belakang dan rumusan masalah maka tujuan tugas akhir ini adalah :

1. Dapat membuat analisis termal pada sistem gabungan *Gas Turbine Generator* (GTG) dan *Waste Heat Boiler* (WHB).
2. Mengetahui pengaruh variasi tekanan dan laju aliran massa ekstraksi *steam turbine* terhadap konsumsi bahan bakar *Natural Gas* dalam sistem *Waste Heat Boiler*.
3. Mengetahui pengaruh variasi tekanan dan laju aliran massa ekstraksi *steam turbine* terhadap efisiensi termal sistem gabungan GTG-WHB.

1.5 Manfaat Penelitian

Adapun manfaat dari tugas akhir ini adalah :

1. Mengetahui aplikasi dari ilmu termodinamika dan perpindahan panas untuk analisis termal siklus gabungan *Gas Turbine Generator* (GTG)-*Waste Heat Boiler* pada Unit Utilitas Pabrik Kaltim-3 PT. Pupuk Kalimantan Timur, Bontang.
2. Mengetahui besar penghematan biaya yang dikeluarkan perusahaan untuk pembelian bahan bakar gas alam (*natural gas*) berdasarkan pengoptimalan siklus pembangkit uap dalam sistem WHB dengan variasi tekanan dan laju aliran massa ekstraksi *steam turbine*.

BAB II.

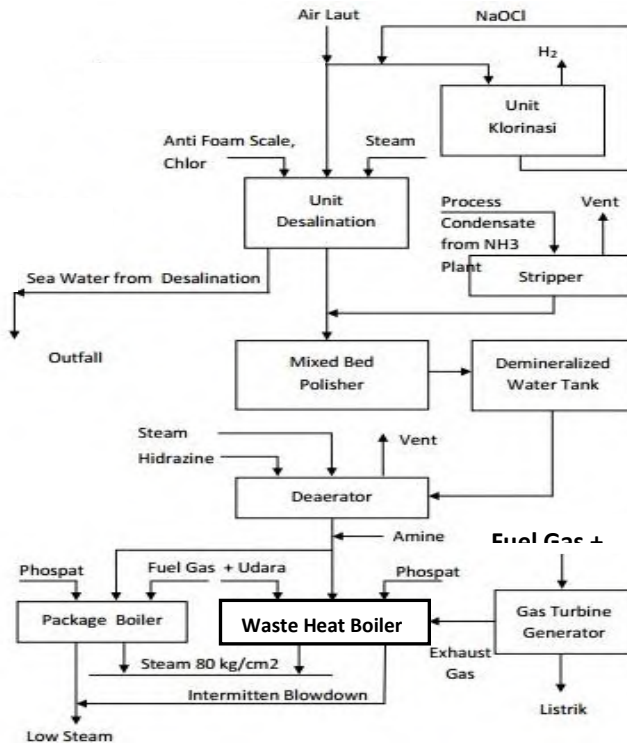
TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Dasar Teori

2.1.1 Gambaran Umum Unit Utilitas PT. Pupuk Kalimantan Timur

Unit Utilitas PT. Pupuk Kalimantan Timur (*Utility Plant*) berfungsi menyediakan bahan baku penunjang kebutuhan operasi dalam sistem produksi pembuatan pupuk. Unit utilitas terdiri dari 3 bagian, yaitu pengolahan air, udara, dan gas alam [1]. Bagian pengolahan air berfungsi mengolah air dari air laut hingga menjadi *steam* yang digunakan untuk pembangkit listrik dan proses pembuatan pupuk. Bagian pengolahan udara berfungsi menyediakan gas O₂, CO₂, maupun gas-gas lain untuk memenuhi kebutuhan proses. Bagian pengolahan gas alam berfungsi menyediakan gas alam sebagai bahan bakar dan proses pembuatan pupuk. Unit utilitas PT. Pupuk Kalimantan Timur saling terintegrasi antara pabrik Kaltim1 - 5 dan pabrik 1A. Jadi apabila salah satu pabrik mengalami *trouble* atau bermasalah, maka unit utilitas pabrik lain dapat membantu. Unit utilitas PT. Pupuk Kalimantan Timur dibagi dalam beberapa unit pendukung seperti ditunjukkan pada Gambar 2.1 .

Unit pembangkit *steam* pada Utilitas PT. Pupuk Kalimantan Timur menggunakan dua jenis boiler, yaitu *Waste Heat Boiler* dan *Package Boiler*. *Waste Heat Boiler* berfungsi mengubah air menjadi *superheated steam* yang digunakan untuk menggerakkan *steam turbine* dalam proses produksi Amoniak dan Urea. *Waste Heat Boiler* mendapatkan kalor dari gas buang keluaran *Gas Turbine Generator* (GTG) dan pembakaran gas alam (*natural gas*), sedangkan *Package Boiler* mendapatkan kalor dari pembakaran bahan bakar dan udara yang diperoleh dari lingkungan dengan bantuan FD *fan*.



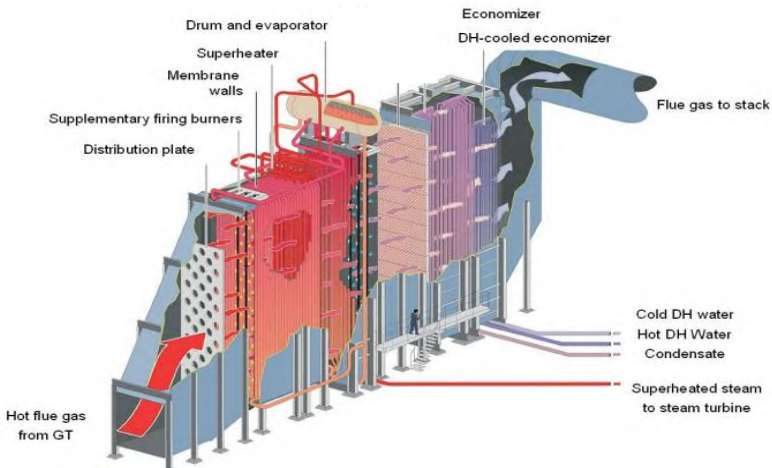
Gambar 2.1 Diagram Proses Utilitas

2.1.2 Sistem Boiler

Sistem *boiler* terdiri dari sistem air umpan (*feed water system*), sistem penguapan (*steam system*) dan sistem bahan bakar (*fuel system*). *Feed water system* berfungsi menyediakan air yang akan diubah menjadi *steam* dalam *boiler*. *Steam system* berfungsi mengumpulkan dan mengontrol produksi *steam* pada *boiler*, sedangkan *fuel system* mencakup semua peralatan yang digunakan untuk menyediakan bahan bakar sebagai penghasil kalor [2].

Boiler merupakan alat yang berfungsi mengubah air menjadi uap (*steam*) melalui konversi energi kimia dari bahan bakar menjadi energi termal pada *steam* dan gas buang melalui proses pembakaran dan perpindahan panas. Gambar 2.2 adalah salah satu contoh *boiler* jenis *Waste Heat Boiler* (WHB) beserta bagian-bagiannya yang sesuai dengan desain *Waste Heat Boiler* (WHB) di Unit Utilitas Pabrik Kaltim-3 PT. Pupuk Kalimantan Timur.

Air yang diumpankan ke *boiler* untuk diubah menjadi uap (*steam*) disebut air umpan *boiler* (*boiler feed water*). Sumber air umpan berasal dari air baru (*make up water*). Air umpan dipanaskan dahulu pada *economizer* dengan menggunakan limbah panas pada gas buang untuk mendapatkan efisiensi *boiler* yang lebih tinggi.



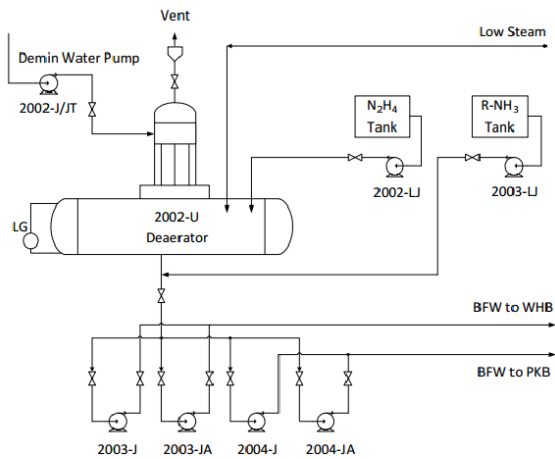
Gambar 2.2 *Waste Heat Boiler* Unit Utilitas Pabrik Kaltim-3

2.1.3 Pengertian *Waste Heat Boiler* (WHB)

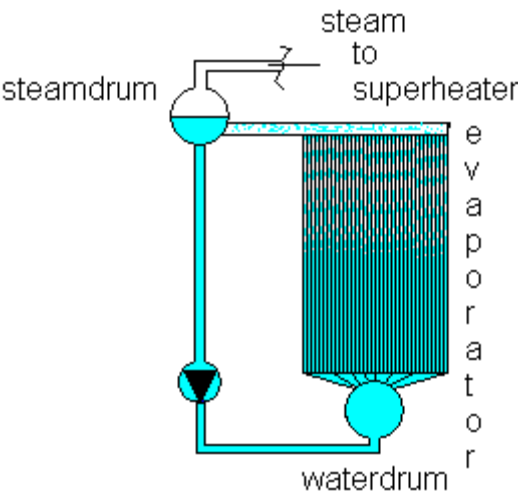
Waste Heat Boiler merupakan suatu bejana tertutup yang memanfaatkan gas buang keluaran dari *Gas Turbine Generator* (GTG) dan tambahan pembakaran gas alam (*natural gas*) dalam proses pemanasannya [3]. Kalor gas buang *Gas Turbine Generator* (GTG) dialirkan ke air sampai terbentuk *superheated steam*. *Steam* yang dihasilkan oleh *Waste Heat Boiler* dapat digunakan untuk berbagai keperluan yaitu, sebagai penggerak turbin, sebagai pemanas, dan sebagai bagian dari proses reaksi dalam pembuatan pupuk. Unit *Waste Heat Boiler* terdiri dari beberapa komponen yaitu *Deaerator*, *Economizer*, *Steam Drum*, *Evaporator*, *Superheater 1*, dan *Superheater 2*.

Komponen-komponen pada *Waste Heat Boiler* adalah :

- *Deaerator*
Deaerator merupakan suatu komponen pada *Waste Heat Boiler* yang berfungsi untuk mengurangi kandungan oksigen di dalam air dengan cara pemanasan dan mereaksikan dengan bahan kimia sebelum air dimasukkan dalam proses *Waste Heat Boiler* [3]. Gambar 2.3 menunjukkan susunan komponen *deaerator*.
- *Economizer*
Economizer merupakan komponen yang berfungsi memanaskan air dari *deaerator* sebelum memasuki *steam drum* dan *evaporator*. *Economizer* tersusun dari sekumpulan pipa-pipa (*tube*) yang disusun berjajar dan mendapatkan kalor dari gas buang keluaran *Gas Turbine Generator* (GTG). *Economizer* memanaskan air tanpa mengubah wujudnya menjadi uap. Air dari *economizer* akan memasuki komponen *evaporator* dengan temperatur yang lebih tinggi sehingga tidak akan merusak pipa-pipa *evaporator* akibat perbedaan temperatur yang besar.



Gambar 2.3 *Deaerator*



Gambar 2.4 *Steam Drum*

- *Steam Drum*

Komponen *Steam Drum* merupakan tempat untuk menampung dan memisahkan wujud fluida, antara yang berwujud cair dan uap (*steam*) dalam unit *Waste Heat Boiler*. Pemisahan antara uap dan air diakibatkan oleh perbedaan massa jenis. Uap jenuh (*saturated steam*) dalam *steam drum* akan masuk ke *Superheater 1* untuk diubah menjadi uap panas lanjut (*superheated steam*). Gambar 2.4 menunjukkan komponen *Steam Drum*.

- *Evaporator*

Evaporator merupakan komponen WHB yang berfungsi untuk mengubah air hingga menjadi uap jenuh (*saturated steam*). *Evaporator* memanaskan air yang turun dari *steam drum* agar berubah menjadi uap jenuh (*saturated steam*) sebelum masuk ke komponen *Superheater 1*.

- *Superheater*

Superheater merupakan komponen berupa pipa-pipa berfungsi sebagai proses lanjut dalam pengolahan *steam* yang memanfaatkan kalor hasil pembakaran gas alam (*natural gas*). Pada komponen *superheater*, uap jenuh (*saturated steam*) dipanaskan lagi sampai menjadi uap panas lanjut (*superheated steam*) dengan temperature 490°C dan tekanan 98 kg/cm^2 . *Superheater* dibagi menjadi 2, yaitu *Superheater 1* dan *Superheater 2*. *Superheater 1* menghasilkan *steam* dengan temperatur 450°C . *Superheater 2* memanaskan *steam* keluaran *Superheater 1* hingga mencapai temperatur 490°C

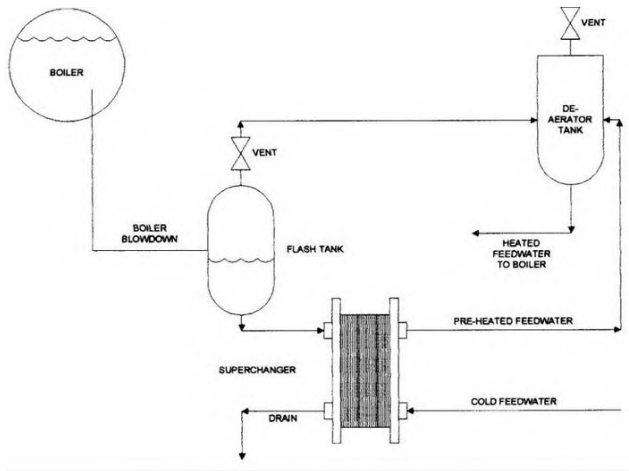
- *Desuperheater*

Desuperheater merupakan komponen pada *Waste Heat Boiler* yang berfungsi mengontrol temperatur *superheated steam* agar tidak melebihi set temperatur yang diinginkan. *Desuperheater* bekerja dengan cara menyemprotkan air umpan boiler (*boiler feed water*) ke dalam pipa penghubung komponen *Superheater 1* dan

Superheater 2. Jumlah air yang disemprotkan ke dalam *superheater* dikontrol oleh sebuah *Control Valve*.

- *Burner*

Burner merupakan komponen tempat terjadinya pencampuran udara dan bahan bakar untuk menghasilkan kalor yang akan digunakan untuk mengubah air menjadi uap (*steam*).



Gambar 2.5 *Blowdown System*

- *Blowdown System*

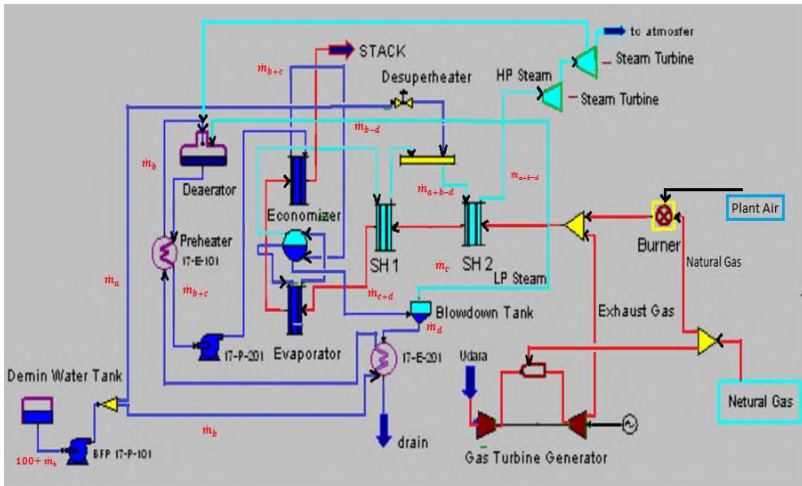
Blowdown System merupakan sistem yang digunakan untuk pembuangan material-material yang tidak diperlukan untuk proses pembentukan uap (*steam*) [6]. Gambar 2.5 menunjukkan *Blowdown System* pada *Waste Heat Boiler*.

2.1.4 Siklus Gabungan Gas Turbine Generator – Waste Heat Boiler

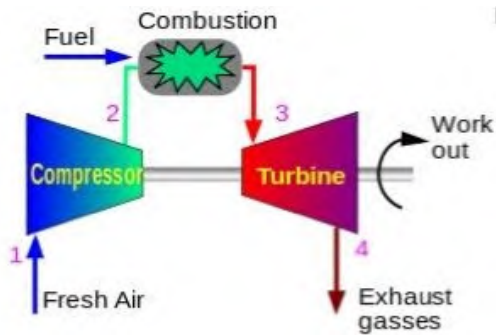
Waste Heat Boiler (WHB) memanfaatkan kalor gas buang keluaran *Gas Turbine Generator* (GTG) dan kalor hasil pembakaran *natural gas*. Gas buang keluaran *Gas Turbine Generator* (GTG) merupakan limbah termal (*waste heat*) siklus Brayton setelah digunakan untuk memutar turbin gas. Turbin gas memutar generator yang akan menghasilkan listrik untuk memenuhi kebutuhan pabrik. Gabungan antara siklus Brayton dan unit *Waste Heat Boiler* (WHB) akan saling terintegrasi. Gambar 2.6 menunjukkan gabungan dari siklus Brayton dan unit *Waste Heat Boiler*.

Gas buang keluaran *Gas Turbine Generator* (GTG) akan memanaskan komponen *Superheater 2*, *Superheater 1*, *Evaporator*, *Economizer* kemudian dibuang ke lingkungan melalui cerobong *stack*. Kalor pembakaran *natural gas* akan memanaskan komponen *Superheater 2*, *Superheater 1*, *Evaporator*, dan *Economizer* kemudian dibuang melalui *stack* bersama dengan gas buang keluaran *Gas Turbine Generator* (GTG).

Siklus Brayton terdiri dari beberapa komponen, yaitu kompresor, ruang bakar, dan turbin gas. Gambar 2.7 menunjukkan komponen-komponen pada siklus Brayton. Kompresor berfungsi menaikkan tekanan udara hingga mencapai tekanan tertentu. Ruang bakar berfungsi sebagai tempat terjadinya proses pembakaran antara udara bertekanan tinggi dengan bahan bakar gas alam [4]. Gas hasil pembakaran akan memutar turbin gas. Turbin gas akan mengekspansi gas hasil pembakaran menjadi tekanan yang lebih rendah saat memasuki unit *Waste Heat Boiler*.

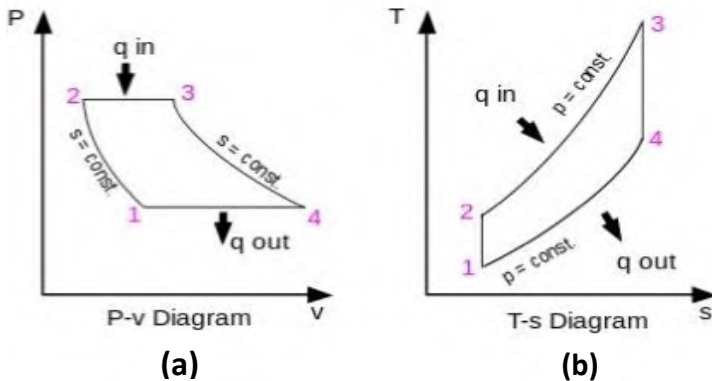


Gambar 2.6 Gabungan Siklus *Gas Turbine Generator* (GTG) dan Unit *Waste Heat Boiler* (WHB)



Gambar 2.7 Skema Siklus Turbin Gas

Skema dari siklus Brayton dapat dijelaskan oleh gambar berikut ini.

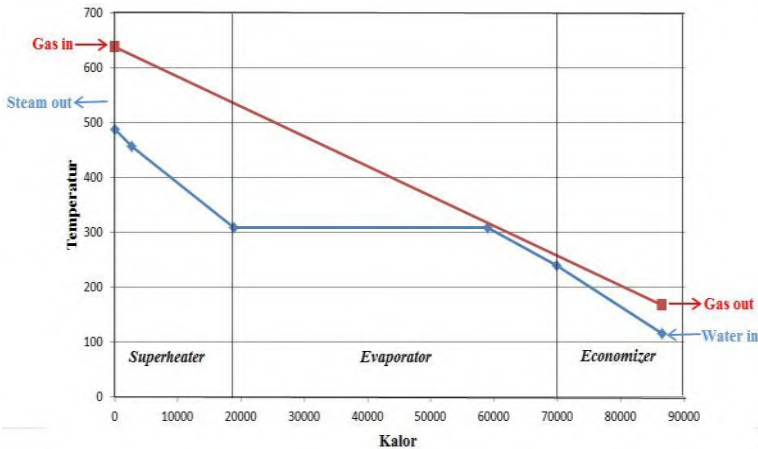


Gambar 2.8 Diagram Siklus Brayton (a) P-V diagram (b) T-s diagram

Penjelasan proses dari diagram tersebut adalah sebagai berikut :

- Proses 1-2 : proses kompresi isentropik pada kompresor
- Proses 2-3 : penambahan panas pada tekanan konstan yang terjadi pada ruang bakar
- Proses 3-4 : proses ekspansi isentropik pada turbin
- Proses 4-1 : pembuangan panas pada tekanan konstan

2.1.5 Distribusi Temperatur Pada Sistem *Waste Heat Boiler* (WHB)



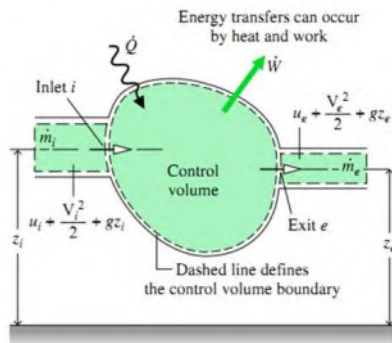
Gambar 2.9 Profil Temperatur Pada *Waste Heat Boiler* (WHB)

Gambar 2.9 menunjukkan profil temperatur pada sistem *Waste Heat Boiler* (WHB). *Gas in* yang ditunjukkan dalam gambar tersebut merupakan gabungan dari gas buang keluaran *Gas Turbine Generator* (GTG) dan gas hasil pembakaran *Natural Gas* (*supplementary firing*) yang masuk ke WHB. Energi termal dari gabungan gas buang dan *supplementary firing* ini digunakan untuk mengubah air hingga menjadi *superheated steam*. Profil temperatur gas buang dan *supplementary firing* semakin menurun hingga keluar dari komponen *economizer*. Temperatur *gas in* yang masuk ke sistem *Waste Heat Boiler* (WHB) sebesar 638.8°C , sedangkan *gas out* keluar dari *economizer* dengan temperatur 167.3°C . Fluida air memasuki komponen *economizer* dengan temperatur 116°C , sedangkan *steam out* keluar dari *Waste Heat Boiler* (WHB) dengan temperatur 489°C . Air memulai perubahan fasa menjadi *steam* pada komponen *evaporator* saat temperatur 309.6°C . *Steam* yang keluar dari komponen

evaporator kemudian dipanaskan kembali pada komponen *Superheater* 1 hingga temperaturnya mencapai 457°C . Setelah keluar dari komponen *Superheater* 1, *steam* dipanaskan hingga menjadi *superheated steam* pada komponen *superheater* 2 dengan temperatur keluar sebesar 489°C .

2.1.6 Analisis Termodinamika pada Komponen Waste Heat Boiler (WHB)

Control volume digunakan untuk menganalisis masing-masing komponen pada unit *Waste Heat Boiler* (WHB). *Control volume* merupakan pembatasan daerah tinjauan pada suatu komponen untuk memudahkan perhitungan secara lebih detail. Perpindahan energi pada batas *control volume* terjadi dalam bentuk kerja dan panas [4].



Gambar 2.10 Ilustrasi *Control Volume*

Pada Gambar 2.10 dapat dilihat bahwa pada inlet i adalah aliran massa masuk ke dalam *control volume* dan e adalah aliran massa keluar dari *control volume*. Untuk mempermudah perhitungan, analisis masing-masing komponen *Waste Heat Boiler* (WHB) dilakukan pada *steady state*. *Steady state* adalah suatu kondisi ideal dimana *properties* tidak berubah terhadap waktu. Begitu pula pada laju aliran massa, laju perpindahan energi oleh kalor dan kerja juga tidak berubah terhadap waktu.

Prinsip hukum kesetimbangan massa ditunjukkan pada persamaan 2.1.

$$\cancel{\frac{dm_{cs}}{dt}} = 0$$

$$\frac{dm_{cs}}{dt} = \sum_i \dot{m}_i - \sum_e \dot{m}_e \dots\dots\dots (2.1)$$

Dari persamaan diatas dapat disimpulkan bahwa $\sum \dot{m}_i = \sum \dot{m}_e$. Sehingga kesetimbangan massa pada keadaan *steady state* ditunjukkan pada persamaan 2.2.

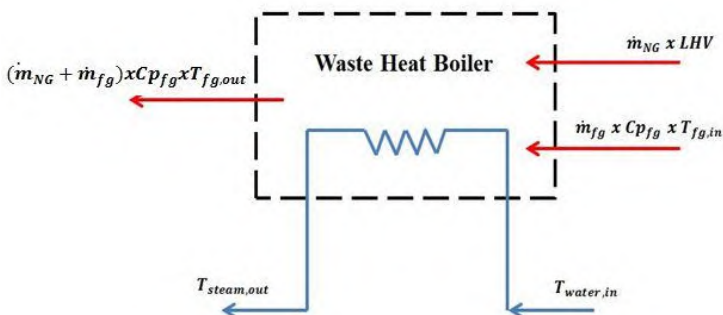
$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} \dots\dots\dots (2.2)$$

Kesetimbangan energi yang digunakan dalam analisis *Waste Heat Boiler* ditunjukkan pada persamaan 2.3.

$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} + \sum \dot{m}_i \left(h_i + \frac{v_i^2}{2} + g z_i \right) - \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{v_e^2}{2} + g z_e \right) \dots\dots\dots (2.3)$$

Asumsi umum yang digunakan dalam analisis adalah :

1. *Steady state*
2. ΔEK diabaikan
3. ΔEP diabaikan
4. $\dot{W}_{cv} = 0$



Gambar 2.11 Kesetimbangan Energi Sistem *Waste Heat Boiler*

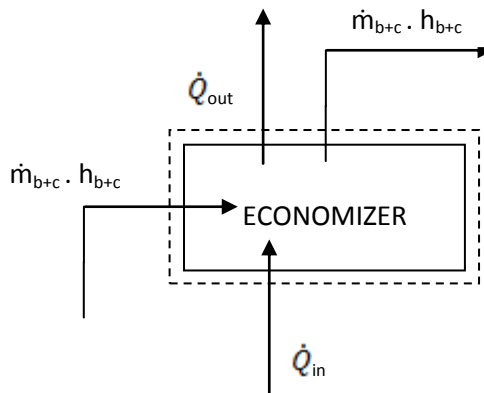
Gambar 2.11 menunjukkan kesetimbangan energi dari sistem *Waste Heat Boiler* (WHB) dan *Gas Turbine Generator* (GTG) yang melibatkan kalor gas buang *Gas Turbine Generator* (*flue gas* GTG), kalor pembakaran tambahan *Natural Gas*, dan fluida air yang akan diubah menjadi *superheated steam*. Berdasarkan kesetimbangan energi yang ditunjukkan dalam Gambar 2.10, akan didapatkan Persamaan 2.4.

$$Q_{\text{diserap WHB}} = Q_{\text{diberikan}}$$

$$\dot{m}_{\text{steam}} \cdot C p_{\text{steam}} \cdot (T_{\text{steam,out}} - T_{\text{water,in}}) = (\dot{m}_{\text{NG}} \cdot LHV + \dot{m}_{\text{fg}} \cdot C p_{\text{fg}} \cdot T_{\text{fg,in}}) - (\dot{m}_{\text{NG}} + \dot{m}_{\text{fg}}) \cdot C p_{\text{fg}} \cdot T_{\text{fg,out}} + \text{losses} \dots\dots\dots (2.4)$$

Analisis *Economizer*

Economizer adalah suatu *heat exchanger* yang berfungsi memanaskan air yang keluar dari *Deaerator* sebelum masuk ke *Steam Drum*. Analisis kesetimbangan energi pada komponen *Economizer* ditunjukkan pada Gambar 2.12.



Gambar 2.12 Kestimbangan Energi *Economizer*

$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} + \sum \dot{m}_i \left(h_i + \frac{V_i^2}{2} + g z_i \right) - \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + g z_e \right) \quad (3)$$

maka :

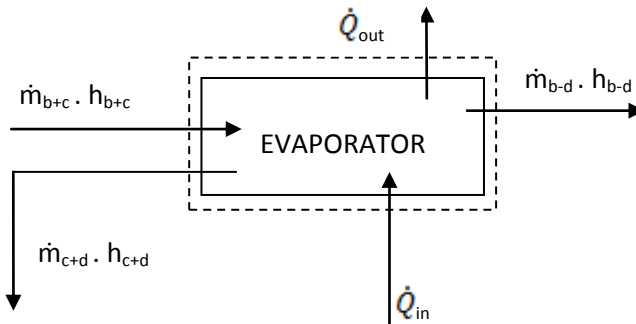
$$0 = \dot{Q}_{in} - \dot{Q}_{out} + (\dot{m}_{b+c} \cdot h_{b+c}) - (\dot{m}_{b+c} \cdot h_{b+c})$$

$$\dot{Q}_{in} = \dot{Q}_{out} + (\dot{m}_{b+c} \cdot h_{b+c}) - (\dot{m}_{b+c} \cdot h_{b+c})$$

\dot{Q}_{in} yang memanaskan komponen *Economizer* merupakan kalor pembakaran *natural gas* dan gas buang keluaran *Gas Turbine Generator* (GTG), sedangkan \dot{Q}_{out} merupakan kalor pembakaran *natural gas* dan GTG yang dibuang ke lingkungan melalui cerobong *stack*.

Analisis *Evaporator*

Evaporator merupakan komponen yang berfungsi mengubah air menjadi uap jenuh (*saturated steam*) sebelum masuk ke komponen *Superheater*. Analisis kesetimbangan energi pada komponen *Evaporator* ditunjukkan pada Gambar 2.13.



Gambar 2.13 Kesetimbangan energi *Evaporator*

$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} + \sum \dot{m}_i \left(h_i + \frac{V_i^2}{2} + g z_i \right) - \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + g z_e \right)$$

0 (1) 0 (4) 0 (3) 0 (2)

Maka :

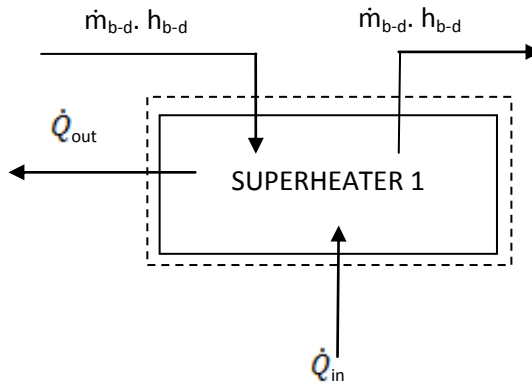
$$0 = \dot{Q}_{in} - \dot{Q}_{out} + (\dot{m}_{b+c} \cdot h_{b+c}) - (\dot{m}_{c+d} \cdot h_{c+d}) - (\dot{m}_{b-d} \cdot h_{b-d})$$

$$\dot{Q}_{in} = \dot{Q}_{out} + (\dot{m}_{c+d} \cdot h_{c+d}) + (\dot{m}_{b-d} \cdot h_{b-d}) - (\dot{m}_{b+c} \cdot h_{b+c})$$

\dot{Q}_{in} yang memanaskan komponen *Evaporator* merupakan kalor pembakaran *natural gas* dan gas buang keluaran *Gas Turbine Generator (GTG)*, sedangkan \dot{Q}_{out} merupakan kalor pembakaran *natural gas* dan GTG yang menuju ke komponen *Economizer*.

Analisis Superheater 1

Superheater 1 merupakan komponen yang berfungsi mengubah uap jenuh (*saturated steam*) menjadi uap panas lanjut (*superheated steam*) dengan suhu 450°C. Analisis kesetimbangan energi pada komponen *Superheater 1* ditunjukkan pada Gambar 2.14.



Gambar 2.14 Kesetimbangan Energi *Superheater 1*

$$\frac{dQ_{cv}}{dt} = \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} + \sum \dot{m}_i \left(h_i + \frac{V_i^2}{2} + g z_i \right) - \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + g z_e \right)$$

Maka :

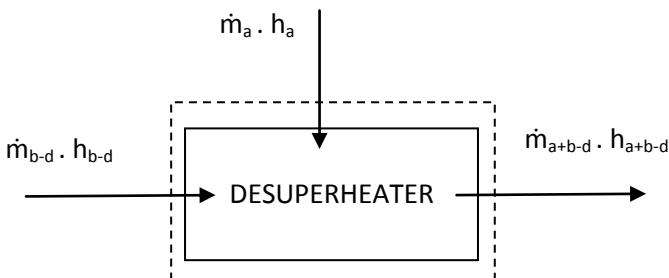
$$0 = \dot{Q}_{in} - \dot{Q}_{out} + (\dot{m}_{b-d} \cdot h_{b-d}) - (\dot{m}_{b-d} \cdot h_{b-d})$$

$$\dot{Q}_{in} = \dot{Q}_{out} + (\dot{m}_{b-d} \cdot h_{b-d}) - (\dot{m}_{b-d} \cdot h_{b-d})$$

\dot{Q}_{in} yang memanaskan komponen *Superheater* 1 merupakan kalor dari pembakaran *natural gas*, sedangkan \dot{Q}_{out} merupakan kalor pembakaran *natural gas* dan GTG yang akan menuju ke komponen *Evaporator*.

Analisis *Desuperheater*

Desuperheater merupakan komponen pada *Waste Heat Boiler* yang berfungsi mengontrol temperatur *superheated steam* agar tidak melebihi set temperatur yang diinginkan. *Desuperheater* bekerja dengan cara menyemprotkan air umpan boiler (*boiler feed water*) ke dalam pipa penghubung komponen *Superheater* 1 dan *Superheater* 2. Analisis kesetimbangan energi pada komponen *Desuperheater* ditunjukkan pada Gambar 2.15.



Gambar 2.15 Kesetimbangan Energi *Desuperheater*

$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} + \sum \dot{m}_i \left(h_i + \frac{V_i^2}{2} + gz_i \right) - \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e \right)$$

Asumsi : 5. $\dot{Q}_{cv} = 0$

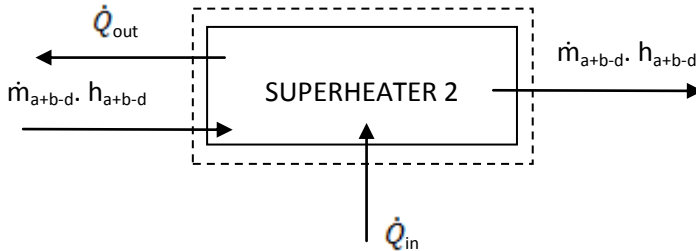
Maka :

$$0 = (\dot{m}_{b-d} \cdot h_{b-d}) + (\dot{m}_a \cdot h_a) - (\dot{m}_{a+b-d} \cdot h_{a+b-d})$$

$$(\dot{m}_{a+b-d} \cdot h_{a+b-d}) = (\dot{m}_{b-d} \cdot h_{b-d}) + (\dot{m}_a \cdot h_a)$$

Analisis Superheater 2

Superheater 2 merupakan komponen yang berfungsi menaikkan temperatur uap panas lanjut (*superheated steam*) dari suhu 450°C menjadi suhu 490°C. Analisis kesetimbangan energi pada komponen *Superheater 2* ditunjukkan pada Gambar 2.16.



Gambar 2.16 Kestimbangan Energi *Superheater 2*

$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} + \sum \dot{m}_i \left(h_i + \frac{V_i^2}{2} + gz_i \right) - \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e \right)$$

Maka :

$$0 = \dot{Q}_{in} - \dot{Q}_{out} + (\dot{m}_{a+b-d} \cdot h_{a+b-d}) - (\dot{m}_{a+b-d} \cdot h_{a+b-d})$$

$$\dot{Q}_{in} = \dot{Q}_{out} + (\dot{m}_{a+b-d} \cdot h_{a+b-d}) - (\dot{m}_{a+b-d} \cdot h_{a+b-d})$$

\dot{Q}_{in} yang memanaskan komponen *Superheater 2* merupakan kalor pembakaran *natural gas*, sedangkan \dot{Q}_{out} merupakan kalor pembakaran *natural gas* dan GTG yang menuju ke komponen *Superheater 1*.

Analisis Efisiensi Sistem Gas Turbine Generator-Waste Heat Boiler

Efisiensi siklus adalah perbandingan antara besarnya daya yang dihasilkan siklus terhadap daya yang dibutuhkan. Pada siklus gabungan GTG-WHB, besarnya efisiensi dapat dievaluasi berdasarkan daya *steam turbine* dan *gas turbine* yang dihasilkan dibanding bahan bakar yang dibutuhkan pada proses pembakaran. Daya netto *gas turbine* yang dihasilkan adalah selisih antara daya yang dihasilkan turbin gas dengan daya yang dibutuhkan kompresor. Nilai efisiensi ditunjukkan dalam satuan persentase. Secara matematis, nilai efisiensi siklus gabungan adalah:

$$\eta = \frac{W_{steam\ turbine} + W_{gas\ turbine}}{Q_{in} + Q_{sf}} \dots\dots\dots (2.5)$$

2.1.6 Proses Pembakaran Gas Alam

Bahan Bakar Gas Alam (*Natural Gas*)

Gas alam (*natural gas*) merupakan bahan bakar berbentuk gas. Komposisi utama pada gas alam adalah karbon dan hidrogen yang sebagian besar dalam bentuk metana (CH_4) sebesar 80-95%. Gas alam memiliki berbagai manfaat di dunia industri, yaitu sebagai bahan bakar pembangkit listrik tenaga gas atau uap, sebagai bahan baku pabrik pupuk, petrokimia, etanol, dan sebagai komoditas energi ekspor yaitu *Liquefied Natural Gas* (LNG) [5]. Kelebihan dari pemakaian bahan bakar gas alam adalah :

- Memudahkan untuk penanggulangan dampak lingkungan dibandingkan pembakaran bahan bakar cair dan padat.
- Paling mudah terbakar dan bercampur dengan udara dibandingkan dengan pembakaran minyak dan batu bara.
- Dapat diangkut dengan mudah dan murah melalui saluran pipa dan gas.

sedangkan kekurangan dari pemakaian bahan bakar gas alam adalah :

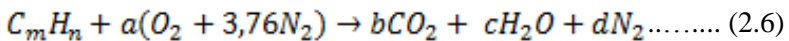
- Biaya penyimpanan lebih mahal.
- Dibutuhkan keamanan terhadap bahaya ledakan pada saat penyimpanan dan saat pengangkutan.

Uap air merupakan produk samping dari pembakaran gas alam. Gas alam mengandung lebih banyak hidrogen dan lebih sedikit karbon daripada bahan bakar minyak, sehingga akan memproduksi lebih banyak uap air. Sebagai akibatnya, akan lebih banyak panas yang terbawa pada pembuangan saat membakar gas alam. Nilai kalor bahan bakar gas dinyatakan dalam kkal/Nm³, ditentukan pada suhu normal (20⁰ C) dan tekanan normal (760 mmHg) [2].

Proses Pembakaran Gas Alam

Pembakaran adalah oksidasi bahan bakar secara cepat antara bahan bakar (*fuel*) dan *oksidator* yang disertai dengan produksi panas dan cahaya. Pelepasan panas dan cahaya ini ditandai dengan terbentuknya api. Proses pembakaran dapat terjadi jika terdapat 3 unsur, yaitu udara, bahan bakar, dan pemantik. Bahan bakar (*fuel*) merupakan segala substansi yang melepaskan panas ketika dioksidasi dan secara umum mengandung unsur karbon (C), hidrogen (H), oksigen (O), nitrogen (N), dan sulfur (S), sedangkan *oksidator* adalah segala substansi yang mengandung oksigen (misalnya udara) yang akan bereaksi dengan bahan bakar (*fuel*) [4]. Pembakaran yang sempurna terjadi jika terdapat pasokan oksigen yang cukup, dan biasanya pembakaran dilakukan dengan udara berlebih untuk menjamin pembakaran yang sempurna [7]. Hasil pembakaran

utama adalah karbon dioksida dan uap air serta energi kalor, sedangkan hasil pembakaran lain adalah karbon monoksida (CO), nitrogen oksida (NO_x), hidrokarbon yang tidak terbakar, serta unsur metalik seperti timbal (Pb), tergantung dari jenis bahan bakarnya. Oksigen (O₂) sebagai elemen udara yang memegang peranan penting dalam proses pembakaran. Udara terdiri dari 21% oksigen dan 78% nitrogen [4], Persamaan reaksi kimia untuk pembakaran stoikiometri dari suatu bahan bakar hidrokarbon C_mH_n dengan udara dapat dituliskan dalam persamaan 2.6.



Dari persamaan 2.4 dapat dicari kesetimbangannya, yaitu:

Kesetimbangan C : $m = b$

Kesetimbangan H : $n = 2c \rightarrow c = n/2$

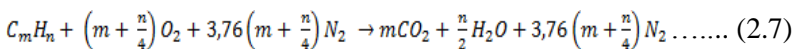
Kesetimbangan O :

$$2a = 2b + c \rightarrow a = b + c/2 \rightarrow a = m + n/4$$

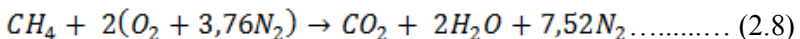
Kesetimbangan N :

$$2(3,76)a = 2d \rightarrow d = 3,76a \rightarrow d = 3,76(m + n/4)$$

sehingga persamaan 2.6 diatas akan menjadi:



Dengan menerapkan prinsip konservasi massa terhadap karbon, hidrogen, oksigen, dan nitrogen, maka didapatkan persamaan proses pembakaran gas alam yang setimbang ditunjukkan pada persamaan 2.8.



Campuran Udara – Bahan Bakar

Bahan bakar, oksigen (udara), kalor, dan reaksi kimia merupakan beberapa hal penting yang perlu diperhatikan dalam suatu proses pembakaran. Selain itu, campuran antara bahan bakar dan udara memegang peranan yang penting pula dalam

menentukan hasil proses pembakaran. Untuk menghitung rasio campuran bahan bakar dan udara antara lain dengan metode AFR (*Air Fuel Ratio*) dan *stoikiometri* pembakaran [4]. Untuk memperoleh pembakaran yang sempurna perlu ditambahkan O_2 yang lebih besar dari jumlah teoritis yang dibutuhkan. *Excess Air* adalah udara lebih yang dikontrol jumlahnya di akhir proses pembakaran, sehingga apabila jumlahnya cukup besar maka semakin sempurna proses pembakaran yang terjadi [2].

➤ **Rasio Udara – Bahan Bakar (*Air-Fuel Ratio/AFR*)**

Metode ini merupakan metode yang paling sering digunakan pada proses pembakaran

untuk menentukan jumlah udara di dalam sebuah reaksi terhadap jumlah bahan bakar. *Air – fuel ratio* dinyatakan dalam perbandingan laju aliran massa udara dan bahan bakar ditunjukkan pada persamaan 2.9.

$$AFR = \frac{\dot{m}_{udara}}{\dot{m}_{bahan\ bakar}} \dots\dots\dots (2.9)$$

dengan

\dot{m}_{udara} : laju aliran massa udara yang masuk ke ruang bakar (kg/s)

$\dot{m}_{bahan\ bakar}$: laju aliran massa bahan bakar yang masuk ke ruang bakar (kg/s)

Campuran bahan bakar dan udara ini juga dapat dituliskan dengan basis molar (mol udara dibagi dengan mol bahan bakar) atau dengan basis massa (massa udara dibagi dengan massa bahan bakar). Konversi antara basis molar dan basis massa ini dilakukan dengan menggunakan berat molekuler dari udara (M_{udara}) dan bahan bakar ($M_{bahan\ bakar}$) [4]. Hubungan *Air – fuel ratio* basis massa dan basis molar ditunjukkan pada persamaan 2.10.

$$\frac{massa\ udara}{massa\ bahan\ bakar} = \frac{mol\ udara \times M_{udara}}{mol\ bahan\ bakar \times M_{bahan\ bakar}}$$

$$= \frac{\text{mol udara}}{\text{mol bahan bakar}} \left(\frac{M_{\text{udara}}}{M_{\text{bahan bakar}}} \right)$$

$$AF = \overline{AF} \left(\frac{M_{\text{udara}}}{M_{\text{bahan bakar}}} \right) \dots\dots\dots (2.10)$$

dengan

AF : rasio udara dan bahan bakar dengan basis molar
 \overline{AF} : rasio udara dan bahan bakar dengan basis massa
 M_{udara} : 28,97 kg/kmol

Energi Gas Buang Keluaran Gas Turbine Generator (GTG)

Energi yang dibutuhkan untuk mengoperasikan *Waste Heat Boiler* (WHB) didapatkan dari gas hasil proses pembakaran pada siklus Brayton setelah digunakan untuk memutar turbin gas. Jumlah kalor yang masuk ke unit *Waste Heat Boiler* ditunjukkan pada persamaan 2.11.

$$\dot{Q}_{\text{exhaust gas}} = \dot{m}_{\text{exhaust gas}} \times h_{\text{exhaust gas}} \dots\dots\dots (2.11)$$

dengan

$\dot{Q}_{\text{exhaust gas}}$ = Kalor gas buang keluaran *Gas Turbine Generator* untuk memanaskan WHB (kJ/s)
 $\dot{m}_{\text{exhaust gas}}$ = Laju aliran massa gas buang keluaran GTG Untuk memanaskan WHB (kg/s)
 $h_{\text{exhaust gas}}$ = entalpi gas buang keluaran *Gas Turbine Generator* untuk memanaskan WHB (kJ/kg)

Energi Pembakaran *Natural Gas* pada *Waste Heat Boiler* (WHB)

Pembakaran gas alam merupakan salah satu sumber kalor yang dibutuhkan untuk memanaskan *Waste Heat Boiler*. Gas alam ditambahkan dalam jumlah tertentu agar produksi *steam* pada WHB sesuai dengan kapasitas yang diinginkan. Jumlah kalor pembakaran *natural gas* ditunjukkan pada persamaan 2.12.

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}_{bb} \times LHV \dots\dots\dots (2.12)$$

dengan

\dot{Q}_{in} = Kalor hasil pembakaran *natural gas* pada *Waste Heat Boiler* (kJ/s)

\dot{m}_{bb} = Laju aliran massa *natural gas* pada *Waste Heat Boiler* (kg/s)

LHV = Nilai kalor bawah bahan bakar *natural gas* (MJ/kg)

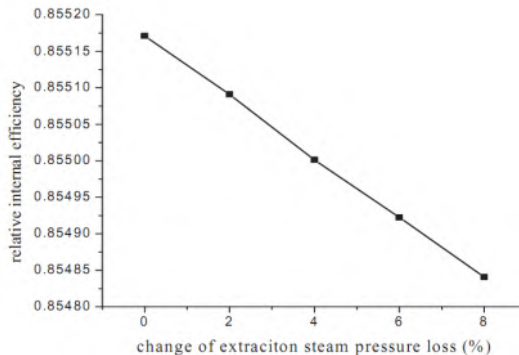
2.2 Penelitian Terdahulu

Pada subbab ini akan dibahas mengenai penelitian-penelitian terdahulu yang akan digunakan sebagai dasar pertimbangan dalam analisis penambahan *natural gas* pada *Waste Heat Boiler* (WHB).

2.2.1 Yong Li, Chao Wang [2012]

Yong Li, Chao Wang [2012] melakukan penelitian yang berjudul “*Study on The Effect of Regenerative System on Power Type Relative Internal Efficiency of Nuclear Steam Turbine*”. Penelitian ini membahas tentang upaya untuk memaksimalkan efisiensi pembangkit dengan melakukan ekstraksi *steam turbine*. Perubahan nilai efisiensi suatu pembangkit pasti terjadi ketika pada turbin uap dilakukan proses ekstraksi. Perubahan beberapa bagian pada sebuah sistem regeneratif mengakibatkan perubahan pada jumlah aliran massa ekstraksi turbin uap, perubahan ekstraksi itu akan mengakibatkan daya turbin dan pembakaran pada boiler

berubah, dan akhirnya perubahan daya pada turbin dan boiler mengakibatkan efisiensi relatif berubah.



Gambar 2.17 Pengaruh Kerugian Ekstraksi Turbin Uap Terhadap Efisiensi

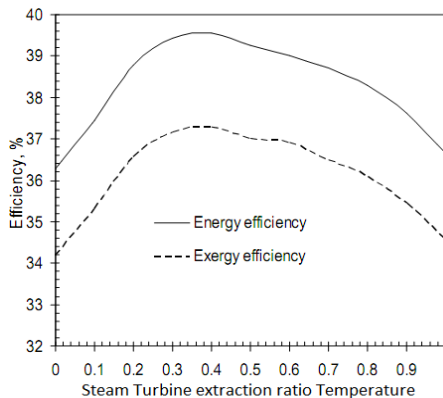
Gambar 2.17 menunjukkan bahwa semakin besar kerugian ekstraksi pada turbin uap, maka nilai efisiensi pembangkit yang dihasilkan menjadi semakin menurun dan begitu pula sebaliknya. Hal tersebut dikarenakan ketika turbin uap diekstraksi pada tekanan tinggi, maka energi yang digunakan untuk menghasilkan daya (W) akan semakin kecil dan akan lebih banyak energi dari uap ekstraksi yang terbuang.

2.2.2 T. Srinivas dkk [2007]

T. Srinivas dkk melakukan Penelitian yang berjudul “*Generalized Thermodynamic Analysis of Steam Power Cycles with ‘n’ Number of Feedwater Heaters*”. Penelitian ini membahas tentang pengaruh penambahan jumlah ‘ n ’ *feedwater heater* (fwh) terhadap efisiensi *steam power cycle* dengan menggunakan pendekatan matematis. Pada penelitian ini jumlah *feedwater heater* (fwh) divariasikan dengan jumlah 1 buah hingga 10 buah fwh.

Gambar 2.18 menunjukkan pengaruh rasio temperatur ekstraksi *steam turbine* terhadap efisiensi pembangkit dengan

jumlah *feedwater heater* (fwh) sebanyak 1 buah (*single fwh*). Rasio temperatur ekstraksi *steam turbine* (θ) adalah perbandingan antara selisih temperature ekstrasi dan temperature *condenser* dibandingkan dengan selisih antara termperatur boiler dan temperature *condenser*. Gambar 2.17 menunjukkan bahwa efisiensi naik seiring dengan naiknya θ , namun akan mengalami penurunan setelah mencapai puncak efisiensi yaitu pada θ sebesar 0.4. Kenaikan θ menunjukkan bahwa tekanan ekstraksi *steam turbine* juga mengalami kenaikan. Dengan meningkatnya tekanan ekstraksi, maka entalpi *steam* yang masuk ke *feedwater heater* juga akan semakin tinggi, sehingga Q_{in} boiler akan menurun dan efisiensi pembangkit akan naik. Namun kenaikan ini akan mencapai titik optimum berdasarkan batas spesifikasi dari *feedwater heater*.



Gambar 2.18 Grafik Perbandingan Rasio Temperatur Ekstraksi terhadap Efisiensi Pembangkit untuk *Single Feedwater Heater*

Pada penelitian tersebut, terdapat cara perhitungan untuk menentukan variasi temperatur ekstraksi *steam turbine* yang akan dijadikan sebagai dasar untuk menentukan nilai variasi pada analisis Tugas Akhir. Berikut adalah perumusannya :

$$\theta = \frac{T_{bled\ steam,sat} - T_{co}}{T_{bo,sat} - T_{co}}$$

dengan

θ : rasio temperatur ekstraksi (*bled steam temperature ratio*)

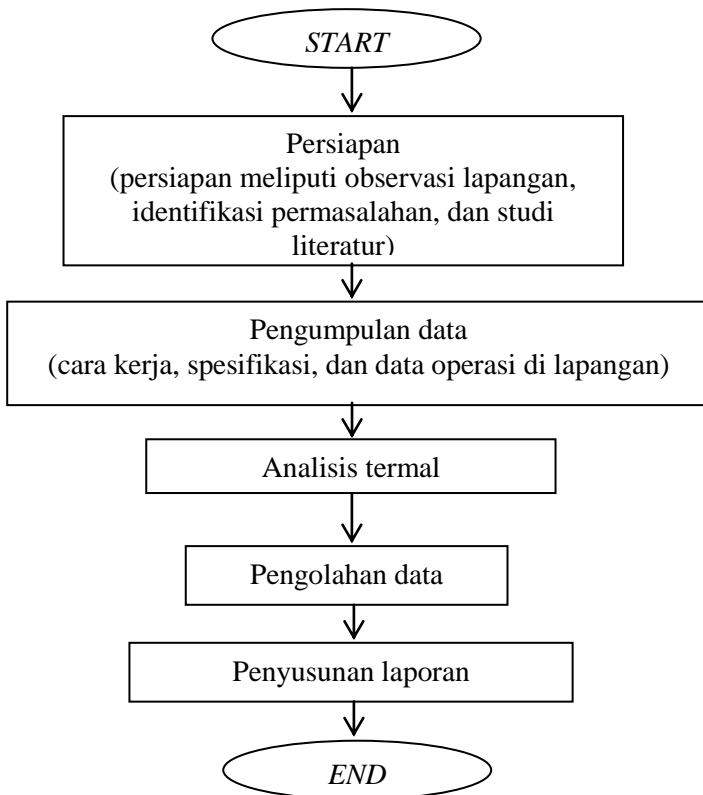
$T_{bled\ steam,sat}$: Temperatur saturasi ekstraksi *steam turbine*

T_{co} : Temperatur saat *steam* terkondensasi di tekanan atmosfer

$T_{bo,sat}$: Temperatur saturasi pada tekanan boiler

BAB III. METODOLOGI

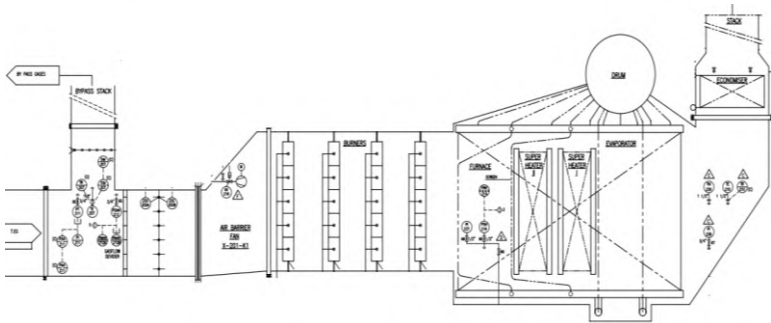
Metodologi merupakan kerangka dasar yang terdiri dari tahapan-tahapan dalam menyelesaikan tugas akhir. Metodologi penelitian tugas akhir mencakup semua kegiatan yang dilaksanakan untuk melakukan proses analisis terhadap permasalahan tugas akhir. Tahapan-tahapan tersebut ditunjukkan pada Gambar 3.1.



Gambar 3.1 Tahapan Penelitian

3.1 Persiapan

Tahap persiapan meliputi observasi lapangan, identifikasi permasalahan, dan studi literatur. Observasi lapangan merupakan kegiatan awal untuk menentukan objek yang akan dibahas dalam tugas akhir. Observasi ini dilakukan di Unit Utilitas Kaltim-3 PT. Pupuk Kalimantan Timur, Bontang. Objek yang dibahas adalah Unit *Waste Heat Boiler* 17-H-201. Identifikasi permasalahan merupakan suatu tahapan untuk menentukan permasalahan dalam objek yang telah ditentukan. Permasalahan dalam objek *Waste Heat Boiler* 17-H-201 yaitu mengenai pemakaian bahan bakar *natural gas* pada proses pembakaran. Studi literatur merupakan tahapan pendukung dalam menyelesaikan permasalahan yang meliputi studi literatur berupa *textbook*, jurnal penelitian, dan internet. Gambar 3.2 merupakan gambar dari *Waste Heat Boiler* 17-H-201.



Gambar 3.2 *Waste Heat Boiler* 17-H-201

3.2 Pengumpulan Data

Data yang dibutuhkan untuk analisis *Waste Heat Boiler* 17-H-201 diperoleh dari dokumen Unit Utilitas Kaltim-3 PT. Pupuk Kalimantan Timur, Bontang. Data tersebut berupa data spesifikasi dan data operasi *Waste Heat Boiler* yang diuraikan dalam Tabel 3.1 dan 3.2.

Data Spesifikasi *Waste Heat Boiler* 17-H-201

Tabel 3.1 Spesifikasi *Waste Heat Boiler* 17-H-201

Spesifikasi <i>Waste Heat Boiler</i> 17-H-201	
<i>Max Heat Input for Supplementary Firing</i>	85 x 10 ⁶ kcal/hr
<i>Number of Inner Tube Burner & Row</i>	4
<i>Height</i>	5400 mm
<i>Width</i>	1800 mm
<i>Capacity</i>	140 ton/hr
<i>Pressure</i>	82 kg/cm ²
<i>Temperature</i>	490°C
<i>Economizer</i>	
<i>Type</i>	<i>Finned Tube</i>
<i>Surface</i>	337 m ²
<i>Design Pressure</i>	55 kg/cm ²
<i>Design Temperature</i>	308°C
<i>Steam Drum</i>	
<i>Design Pressure</i>	95 kg/cm ²
<i>Design Temperature</i>	308°C
<i>Insulation</i>	120 mm

Data Spesifikasi *Gas Turbine Generator*

CUSTOMER NAME : PT. PUPUK KALTIM
 SITE LOCATION / UNIT NUMBER : Pabrik 3 / 16-Z-001 GT
 GAS TURBINE / MODEL : PG 6461 B
 TURBINE SERIAL NUMBER : T623
 RATING : 31.050 MW
 ACCESSORY GEAR MODEL : CA 51 BA
 ACCESSORY GEAR SERIAL NUMBER : 2981
 RATING : ----

DRIVEN EQUIPMENT / MODEL : GENERATOR
 SERIAL NUMBER : 412018
 RATING : 40.037 KVA
 LOAD GEAR MODEL : TRL 65 VX
 LOAD GEAR SERIAL NUMBER : 3020
 RATING : 49.700 KW
 DATE UNIT OUT OF SERVICE : 18 JANUARI 2016
 DATE UNIT RETURNED TO SERVICE : 18 FEB 2016

Data Operasi Waste Heat Boiler 17-H-201

Tabel 3.2 Data Operasi Waste Heat Boiler 17-H-201

Aliran	Satuan	Tanggal				
		5/8/2015	6/8/2015	7/8/2015	8/8/2015	9/8/2015
<i>Flow gas alam masuk GTG</i>	Nm ³ /jam	6880	7387	8233	7669	7218
<i>Flow gas alam masuk GTG</i>	kg/s	1.2288	1.319	1.4705	1.369	1.2892
<i>Flow gas alam masuk WHB</i>	Nm ³ /jam	5040	5040	4440	4200	5040
<i>Flow gas alam masuk WHB</i>	kg/s	0.9002	0.9002	0.793	0.7501	0.9002
<i>Temperatur exhaust GTG</i>	°C	530	500	500	490	490
Total gas alam	Nm ³ /jam	11920	12427	12673	11869	11058
Beban WHB	ton/jam	98	100	101	92	80
<i>Temperatur BFW Inlet Economizer</i>	°C	90	92	90	92	91
<i>Tekanan BFW Inlet Economizer</i>	kg/cm ²	98	99	98	99	99
<i>Temperatur BFW Outlet Economizer</i>	°C	240	240	240	245	250
<i>Tekanan BFW Outlet Economizer</i>	kg/cm ²	97	98	97	98	98
<i>Temperatur Outlet Steam Drum</i>	°C	309.6	309	308	309	309
<i>Tekanan Outlet Steam Drum</i>	kg/cm ²	98	90	94	97	94

Temperatur <i>Steam Outlet Superheater 1</i>	$^{\circ}\text{C}$	457	460	457	451	442
Tekanan <i>Steam Outlet Superheater 1</i>	kg/cm^2	98	95	96	98	95
Temperatur <i>Steam Outlet Superheater 2</i>	$^{\circ}\text{C}$	489	488	488	489	485
Tekanan <i>Steam Outlet Superheater 2</i>	kg/cm^2	98	95	95	98	97
Load GTG	MW	17.4	20.14	23.92	21.41	19.65
Temperatur output <i>fluegas WHB (stack)</i>	$^{\circ}\text{C}$	130	130	130	130	130
Temperatur inlet deaerator	$^{\circ}\text{C}$	51	49	47	50	52
Temperatur outlet deaerator	$^{\circ}\text{C}$	98	95	96	95	98
Tekanan outlet deaerator	kg/cm^2	5,4	5,4	5,6	5,4	5,2
P inlet Turbin uap 1	kg/cm^2	98	95	95	98	97
T inlet Turbin uap 1	$^{\circ}\text{C}$	489	488	488	489	485
P outlet Turbin uap 1	kg/cm^2	42	40	40	42	40
T outlet Turbin uap 1	$^{\circ}\text{C}$	371.4	372	371	371.8	371
P outlet Turbin uap 2	kg/cm^2	1	1.02	1	1.1	1.04
T outlet Turbin uap 2	$^{\circ}\text{C}$	157	159	157	159	159

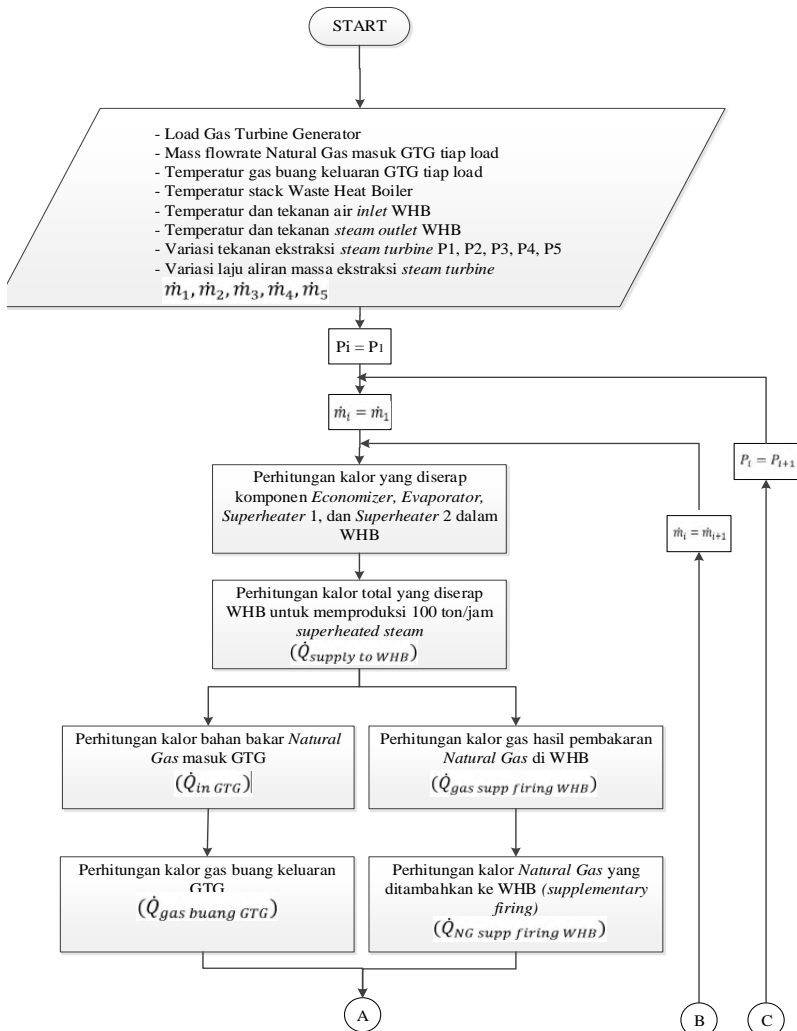
3.3 Langkah-Langkah Perhitungan

Langkah- langkah dalam perhitungan tugas akhir “Analisis Termal Sistem Gabungan *Gas Turbine Generator* (GTG) dan *Waste Heat Boiler* (WHB) dengan Kapasitas 100 ton/jam Studi Kasus Unit Utilitas Kaltim-3 PT. Pupuk Kalimantan Timur, Bontang” adalah sebagai berikut.

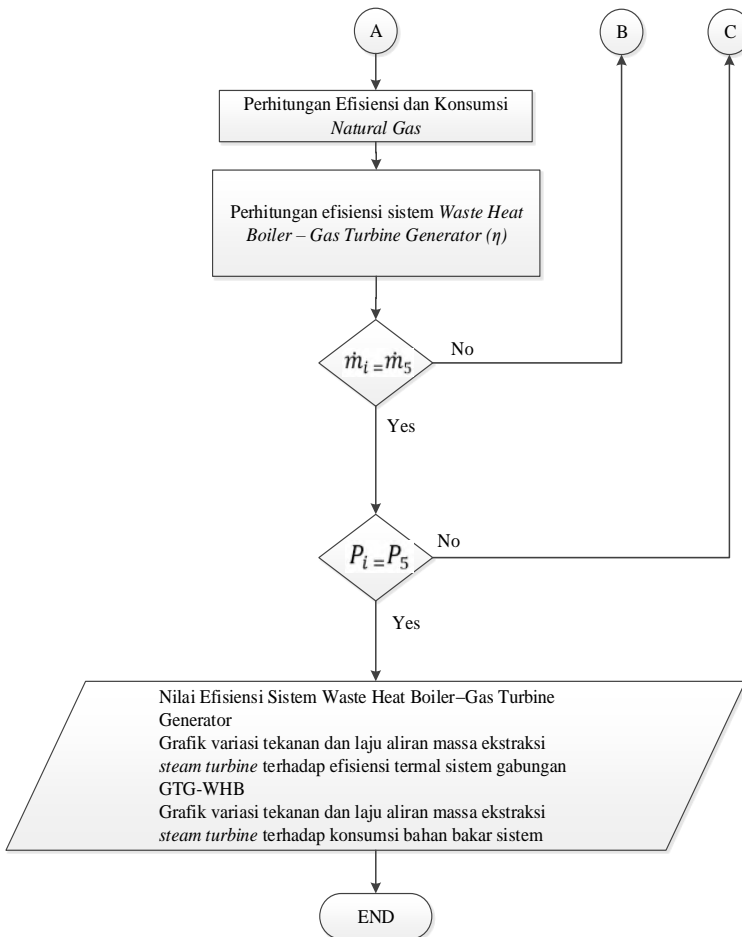
1. Menghitung jumlah kalor yang dibutuhkan *Waste Heat Boiler* pada masing-masing variasi tekanan dan laju aliran massa ekstraksi *steam turbine*.
2. Menghitung laju aliran massa gas buang keluaran *Gas Turbine Generator*.
3. Menghitung jumlah kalor yang dihasilkan gas buang keluaran *Gas Turbine Generator*.

4. Menghitung kebutuhan udara dengan *excess air* dalam pembakaran *Natural Gas*.
5. Menghitung *Air Fuel Ratio* (AFR) dalam pembakaran *Natural Gas*.
6. Menghitung laju aliran massa udara yang diumpankan ke *Waste Heat Boiler*.
7. Menghitung jumlah kalor hasil pembakaran *Natural Gas* yang masuk ke *Waste Heat Boiler* pada masing-masing variasi tekanan dan laju aliran massa ekstraksi *steam turbine*.
8. Menghitung jumlah kalor *Natural Gas* yang masuk ke ruang bakar *Gas Turbine Generator*.
9. Menghitung efisiensi termal sistem gabungan *Gas Turbine Generator-Waste Heat Boiler* pada masing-masing variasi tekanan dan laju aliran massa ekstraksi *steam turbine*.
10. Menghitung konsumsi bahan bakar sistem gabungan *Gas Turbine Generator-Waste Heat Boiler* pada masing-masing variasi tekanan dan laju aliran massa ekstraksi *steam turbine*.

3.4 Flowchart Perhitungan



Gambar 3.3 Flowchart Perhitungan



Gambar 3.3 Flowchart Perhitungan (lanjutan)

BAB IV. ANALISIS DAN PEMBAHASAN

4.1 Data Operasi dan Skema Sistem Gabungan GTG-WHB

Data yang dibutuhkan untuk menganalisis sistem gabungan *Gas Turbine Generator* (GTG) – *Waste Heat Boiler* (WHB) diperoleh dari dokumen di Unit Utilitas Kaltim-3 PT. Pupuk Kalimantan Timur, Bontang. Dokumen ini terdiri dari data harian pada tanggal 5 s.d 9 Agustus 2015. Berikut adalah data operasi yang dijadikan sebagai acuan dalam melakukan perhitungan.

Tabel 4.1 Data Operasi Sistem GTG - WHB

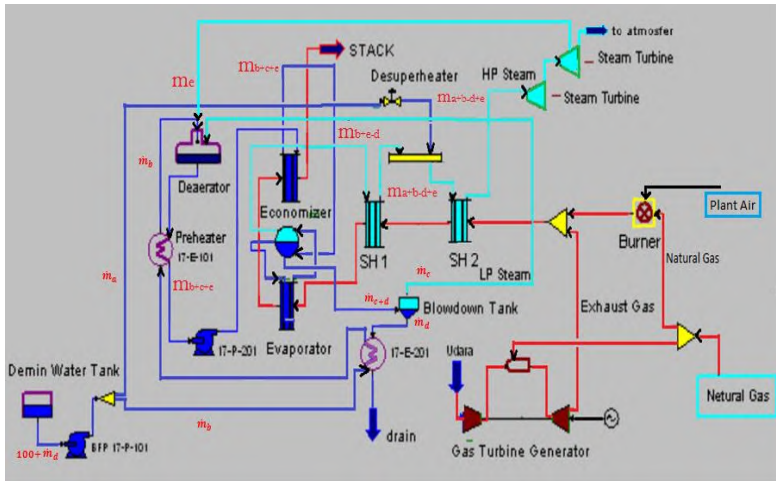
Aliran	Satuan	Tanggal				
		5/8/2015	6/8/2015	7/8/2015	8/8/2015	9/8/2015
<i>Flow gas alam masuk GTG</i>	Nm ³ /jam	6880	7387	8233	7669	7218
<i>Flow gas alam masuk WHB</i>	Nm ³ /jam	5040	5040	4440	4200	5040
<i>Temperatur exhaust GTG</i>	°C	530	500	500	490	490
<i>Total gas alam</i>	Nm ³ /jam	11920	12427	12673	11869	11058
<i>Beban WHB</i>	ton/jam	98	100	101	92	80
<i>Temperatur BFW Inlet Economizer</i>	°C	90	92	90	92	91
<i>Tekanan BFW Inlet Economizer</i>	kg/cm ²	98	99	98	99	99
<i>Temperatur BFW Outlet Economizer</i>	°C	240	240	240	245	250
<i>Tekanan BFW Outlet Economizer</i>	kg/cm ²	97	98	97	98	98
<i>Temperatur Outlet Steam Drum</i>	°C	309.6	309	308	309	309
<i>Tekanan Outlet Steam Drum</i>	kg/cm ²	98	90	94	97	94
<i>Temperatur Steam Outlet Superheater 1</i>	°C	457	460	457	451	442
<i>Tekanan Steam Outlet Superheater 1</i>	kg/cm ²	98	95	96	98	95

Temperatur <i>Steam Outlet Superheater 2</i>	⁰ C	489	488	488	489	485
Tekanan <i>Steam Outlet Superheater 2</i>	kg/cm ²	98	95	95	98	97
<i>Load GTG</i>	MW	17.4	20.14	23.92	21.41	19.65
Temperatur <i>output fluegas WHB (stack)</i>	⁰ C	130	130	130	130	130
Temperatur inlet deaerator	⁰ C	51	49	47	50	52
Temperatur outlet deaerator	⁰ C	98	95	96	95	98
Tekanan outlet deaerator	kg/cm ²	5,4	5,4	5,6	5,4	5,2
P inlet Turbin uap 1	kg/cm ²	98	95	95	98	97
T inlet Turbin uap 1	⁰ C	489	488	488	489	485
P outlet Turbin uap 1	kg/cm ²	42	40	40	42	40
T outlet Turbin uap 1	⁰ C	371.4	372	371	371.8	371
P outlet Turbin uap 2	kg/cm ²	1	1.02	1	1.1	1.04
T outlet Turbin uap 2	⁰ C	157	159	157	159	159

Gambar 4.1 menunjukkan skema sistem gabungan *Gas Turbine Generator (GTG) – Waste Heat Boiler (WHB)* Unit Utilitas Kaltim-3 PT. Pupuk Kaltim, Bontang. Sistem gabungan ini memiliki dua fungsi yaitu sebagai pembangkit *steam* dan pembangkit listrik. Skema tersebut terdiri dari berbagai komponen utama yaitu kompresor, turbin gas, pompa, *burner*, *economiser*, *evaporator*, *superheater* dan turbin uap. Daya listrik yang dihasilkan oleh *Gas Turbine Generator (GTG)* 20 MW, sedangkan *Waste Heat Boiler (WHB)* menghasilkan *steam* 100 ton/jam. *Superheated steam* yang dihasilkan *Waste Heat Boiler (WHB)* digunakan untuk menggerakkan dua buah turbin uap dengan daya 5 MW dan 9 MW.

Gambar 4.2 T-S Diagram Sistem *Waste Heat Boiler* (WHB) pada Kondisi *Eksisting*

4.2 Modifikasi Sistem Gabungan GTG-WHB dengan Variasi Ekstraksi *Steam Turbine 2*



Gambar 4.3 Skema Sistem Gabungan GTG - WHB dengan Ekstraksi *Steam Turbine*

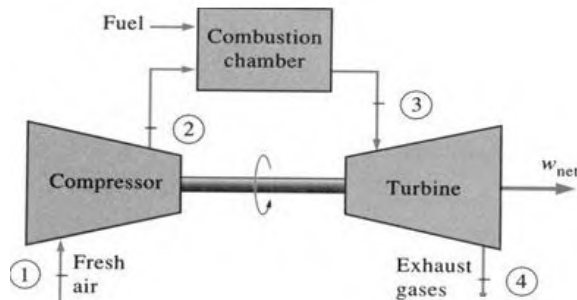
Gambar 4.3 menunjukkan skema sistem gabungan *Gas Turbine Generator* (GTG) – *Waste Heat Boiler* (WHB) setelah ditambahkan variasi ekstraksi *steam turbine 2*. Ekstraksi uap *Steam Turbine 2* ini akan masuk ke komponen *Deaerator*. Variasi pada *steam turbine 2* yaitu dengan mengubah tekanan dan laju aliran massa uap ekstraksi. Proses ekstraksi yang kurang tepat dapat mengakibatkan efisiensi termal sistem menurun, sehingga diperlukan studi lebih lanjut untuk mengetahui komposisi yang tepat pada ekstraksi *steam turbine*. Ekstraksi uap *steam turbine 2* akan masuk ke komponen *Deaerator* dan bercampur dengan *Low Pressure Steam* dari *Blowdown Tank* dan air dari *Demin Water Tank* yang telah dipanaskan oleh *Preheater 17-E-101* dan *17-E-201*. Adanya tambahan *steam* dari hasil ekstraksi *steam turbine 2* ke dalam *Deaerator* akan menyebabkan temperatur air keluaran *Deaerator* akan meningkat, sehingga kalor bahan bakar *Natural*

Gas yang dibutuhkan untuk memanaskan air hingga menjadi *superheated steam* juga akan berkurang. Dalam skema baru tersebut, beban *Gas Turbine Generator* (GTG) dan beban *Waste Heat Boiler* (WHB) dipertahankan tetap yaitu 17.4 MW dan 100 ton/jam.

4.3 Analisis Termodinamika

4.3.1 Analisis pada *Gas Turbine Generator* (GTG)

Analisis pada *Gas Turbine Generator* (GTG) digunakan untuk menentukan besar kalor gas buang keluaran (*flue gas*) GTG yang digunakan sebagai salah satu sumber kalor unit *Waste Heat Boiler* (WHB). Besar kalor gas buang (*flue gas*) keluaran GTG dipengaruhi oleh jumlah bahan bakar *Natural Gas* yang diumpankan ke ruang bakar. Untuk menghitung besar kalor gas buang keluaran (*flue gas*) GTG diperlukan analisis pada Siklus Brayton *Gas Turbine Generator* (GTG).



Gambar 4.4 Skema Siklus Brayton pada *Gas Turbine Generator* (GTG)

Gambar 4.4 menunjukkan skema Siklus Brayton *Gas Turbine Generator* (GTG) pada sistem gabungan *Gas Turbine Generator* (GTG) – *Waste Heat Boiler* (WHB). Tingkat keadaan pada masing-masing bagian kompresor, ruang bakar, dan turbin gas Siklus Brayton ditunjukkan pada Tabel 4.1.

Tabel 4.2 Data Operasi pada Siklus Brayton Gas Turbine Generator (GTG).

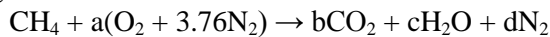
Load GTG	Inlet Compressor		Outlet Compressor		Mass flowrate NG in GTG	Inlet Turbine		Outlet Turbine	
	P1	T1	P2	T2		P3	T3	P4	T4
17.4 MW	1 bar	27°C	8 bar	267°C	1.22 kg/s	8 bar	1083°C	1.43 bar	530°C

Untuk mendapatkan besar kalor gas buang keluaran (*flue gas*) GTG, maka diperlukan nilai entalpi *outlet* turbin gas (h_4) dan nilai *mass flowrate* (\dot{m}) gas buang keluaran GTG.

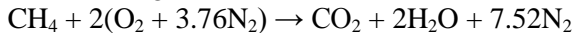
Berikut adalah tahapan-tahapan untuk menentukan besar kalor gas buang keluaran (*flue gas*) Gas Turbine Generator (GTG) yang digunakan sebagai salah satu sumber kalor Waste Heat Boiler (WHB).

1. Menghitung *mass flowrate* gas buang (*flue gas*) keluaran GTG

Persamaan umum reaksi pembakaran *Natural Gas* adalah sebagai berikut :



kemudian didapatkan persamaan setimbang reaksi pembakaran sebagai berikut :



Rasio udara-bahan bakar (*Air Fuel Ratio*) basis molar adalah :

$$\overline{AF} = \frac{2 + (2 \times 3.76)}{1} = 9.52 \frac{\text{kmol (udara)}}{\text{kmol (bahan bakar)}}$$

sedangkan rasio udara-bahan bakar (*Air Fuel Ratio*) basis massa adalah :

$$\begin{aligned} AF &= \overline{AF} \left(\frac{\text{Massa molar udara}}{\text{Massa molar bahan bakar}} \right) = 9.52 \left(\frac{28.97}{16.04} \right) \\ &= 17.194 \frac{\text{kg (udara)}}{\text{kg (bahan bakar)}} \end{aligned}$$

sehingga, \dot{m} udara masuk kompresor adalah :

$$\begin{aligned}\dot{m}_{\text{udara}} &= AF \times \dot{m}_{\text{bahan bakar}} = 17.194 \times 1.22 \text{ kg/s} \\ &= 20.976 \text{ kg/s}\end{aligned}$$

Mass flowrate (\dot{m}) gas buang GTG adalah :

$$\begin{aligned}\dot{m}_{\text{gas buang GTG}} &= \dot{m}_{\text{bahan bakar}} + \dot{m}_{\text{udara}} \\ &= 1.22 + 20.9768 = 22.1968 \text{ kg/s}\end{aligned}$$

2. Menghitung entalpi gas buang (*flue gas*) keluaran Gas Turbine Generator (GTG)

Gas buang keluaran GTG mengandung gas campuran hasil pembakaran bahan bakar *Natural Gas* dan udara. Gas tersebut antara lain CO_2 , H_2O , N_2 , dan O_2 . Berdasarkan persamaan setimbang akan didapatkan data pada Tabel 4.2

Tabel 4.3 Data Operasi Kandungan Unsur Gas Buang Keluaran GTG

Unsur	Jumlah Mol Unsur	Berat Molekul	Massa	Fraksi Massa	Entalpi Pembentukan (H^0)	Entalpi (h)
CO_2	0.095	44	4.18	0.151	521.9	78.8069
H_2O	0.1901	18	3.421	0.123	1006	123.738
O_2	0	32	0	0	498.2	0
N_2	0.7148	28	20.014	0.724	540.6	391.3944
					TOTAL (h)	593.9393 kJ/kg

Nilai entalpi masing-masing unsur pada Tabel 4.3 didapatkan dari *Software Computer-Aided Thermodynamic Table (CATT)* dengan fluida kerja gas ideal pada tekanan 1.43 bar dan temperatur 530°C . Kalor gas buang keluaran GTG adalah sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 \dot{Q}_{gas\ buang\ GTG} &= \dot{m}_{gas\ buang\ GTG} \times h_{gas\ buang\ GTG} \\
 &= 22.1968\ kg/s \times 593.9393\ kJ/kg \\
 &= 13183.599\ kJ/s
 \end{aligned}$$

4.3.2 Analisis pada Sistem Gabungan Gas Turbine Generator (GTG) - Waste Heat Boiler (WHB)

Analisis pada sistem gabungan GTG-WHB dilakukan tanpa ekstraksi *steam turbine* 2 dan dengan ekstraksi *steam turbine* 2. Dalam analisis ekstraksi *steam turbine* 2 dilakukan variasi tekanan dan laju aliran massa uap ekstraksi. Analisis tersebut dilakukan untuk membandingkan efisiensi termal sistem gabungan, efisiensi Siklus Rankine dan Siklus Brayton pada GTG, dan besar kebutuhan konsumsi bahan bakar *Natural Gas* yang akan diumpankan ke sistem gabungan GTG-WHB.

- **Analisis Tanpa Ekstraksi Steam Turbine 2**

Skema sistem tanpa variasi ekstraksi tercantum pada Gambar 4.1. Analisis kondisi tanpa ekstraksi dilakukan pada *load* GTG sebesar 17.4 MW. Tabel 4.4 menunjukkan data kondisi *eksisting* sistem GTG-WHB tanpa ekstraksi *steam turbine* 2.

Tabel 4.4 Data Kondisi *Eksisting* Sistem Tanpa Ekstraksi

$\dot{m}_{NG\ in\ GTG}$ (kg/s)	\dot{m}_{b+c} (kg/s)	Inlet Economizer			Outlet Economizer			Inlet Evaporator		
		P \dot{m}_{b+c}	T \dot{m}_{b+c}	h \dot{m}_{b+c}	P \dot{m}_{b+c}	T \dot{m}_{b+c}	h \dot{m}_{b+c}	P \dot{m}_{b+c}	T \dot{m}_{b+c}	h \dot{m}_{b+c}
1.22	28.208	98	90	384.4	97	240	1038	97	240	1038
$\dot{m}_{NG\ in\ WHB}$ (kg/s)	\dot{m}_{b-d} (kg/s)	Outlet Evaporator			Outlet Superheater 1			Outlet Superheater 2		
		P \dot{m}_{b+c}	T \dot{m}_{b+c}	h \dot{m}_{b+c}	P \dot{m}_{b+c}	T \dot{m}_{b+c}	h \dot{m}_{b+c}	P \dot{m}_{b+c}	T \dot{m}_{b+c}	h \dot{m}_{b+c}
0.9002	27.77	98	300	1343	98	457	3263	98	489	3348

Perhitungan efisiensi gabungan tanpa ekstraksi *steam turbine* 2 adalah sebagai berikut.

1. Menghitung $Q_{in\ Gas\ Turbine\ Generator}$

Nilai LHV *Natural Gas* sebesar 47141 kJ/kg

$$\begin{aligned}
 Q_{in} &= \dot{m}_{NG\ in\ GTG} \times LHV \\
 &= 1.22\ kg/s \times 47141\ kJ/kg
 \end{aligned}$$

$$= 57512.02 \text{ kJ/s}$$

2. Menghitung Kalor *Natural Gas* yang Masuk WHB

$$(\dot{Q}_{NG \text{ supp firing WHB}})$$

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{NG \text{ supp firing WHB}} &= \dot{m}_{NG \text{ supp firing WHB}} \times LHV \\ &= 0.9002 \text{ kg/s} \times 47141 \text{ kJ/kg} \\ &= 42436.328 \text{ kJ/s}\end{aligned}$$

3. Menghitung Efisiensi Termal Gabungan ($\eta_{gabungan}$)

GTG-WHB tanpa Ekstraksi

$$\begin{aligned}\eta_{gabungan} &= \frac{W_{netto}}{Q_{in \text{ GTG}} + Q_{NG \text{ supp firing WHB}}} = \frac{W_{TG} + W_{TU1} + W_{TU2} - W_{pompa}}{Q_{in \text{ GTG}} + Q_{NG \text{ supp firing WHB}}} \\ &= \frac{17400 + 5748.39 + 10769.206 - 315.92}{57512.02 + 42436.328} \\ &= 33.61 \%\end{aligned}$$

- **Analisis dengan Ekstraksi *Steam Turbine 2***

Skema sistem dengan variasi ekstraksi *steam turbine 2* tercantum dalam Gambar 4.2 Untuk menganalisis kondisi sistem gabungan GTG-WHB dengan ekstraksi *steam turbine 2*, perlu menentukan variasi tekanan dan temperatur ekstraksi. Tekanan dan temperature ekstraksi ditentukan berdasarkan perhitungan matematis seperti yang termuat dalam penelitian T. Srinivas dkk yang berjudul “*Generalized Thermodynamic Analysis of Steam Power Cycles with ‘n’ Number of Feedwater Heaters*”. Ekstraksi *steam turbine 2* yang masuk deaerator akan menyebabkan temperature air *outlet* deaerator akan meningkat sehingga kalor yang dibutuhkan untuk memanaskan air hingga menjadi *steam* pada WHB akan berkurang sehingga dapat menghemat bahan bakar. Perhitungannya adalah sebagai berikut.

$$\theta = \frac{T_{bled\ steam,sat} - T_{co}}{T_{bo,sat} - T_{co}}$$

$$0.4 = \frac{T_{bled\ steam,sat} - 99.62}{309.6 - 99.62}$$

$$T_{bled\ steam,sat} = 183.612\ ^\circ\text{C} \rightarrow \text{Tekanan Ekstraksi} = 10.88\text{bar}$$

dengan

θ : rasio temperatur ekstraksi (*bled steam temperature ratio*)

$T_{bled\ steam,sat}$: Temperatur saturasi ekstraksi *steam turbine*

T_{co} : Temperatur saat *steam* terkondensasi di tekanan atmosfer

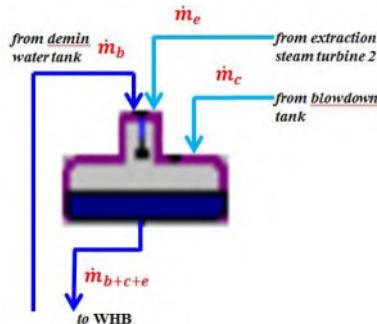
$T_{bo,sat}$: Temperatur saturasi pada tekanan WHB (98 bar)

Perhitungan diatas digunakan untuk menentukan nilai variasi tekanan ekstraksi dengan menggunakan nilai *bled steam temperature ratio* sebesar 0.3-0.7, sehingga didapatkan variasi tekanan ekstraksi sebesar 6.6 bar, 10.88 bar, 17.09 bar, 25.76 bar, dan 37.5 bar.

Tabel 4.5 Nilai Variasi Ekstraksi *Steam Turbine 2*.

θ	T ekstraksi ($^\circ\text{C}$)	P ekstraksi (bar)
0.3	162.614	6.6
0.4	183.612	10.88
0.5	204.61	17.09
0.6	225.608	25.76
0.7	246.606	37.5

Tabel 4.5 menunjukkan nilai variasi tekanan yang akan digunakan untuk perhitungan efisiensi dan konsumsi bahan bakar *Natural Gas* yang digunakan.



Gambar 4.5 Kestimbangan Massa pada Deaerator

Karena *Outlet* deaerator yang akan masuk ke komponen *Economizer* harus mempunyai fasa cair, maka entalpi dan laju aliran massa ekstraksi *steam turbine 2* harus dibatasi agar tidak ada *steam* pada *outlet* deaerator. Variasi laju aliran massa ekstraksi *steam turbine 2* adalah 11-20 ton/jam pada masing-masing tekanan ekstraksi. Gambar 4.5 menunjukkan kestimbangan massa pada *Deaerator*.

Tabel 4.6 Data Kestimbangan Massa pada Deaerator

\dot{m}_b (kg/s)	24.8164	\dot{m}_c (kg/s)	0.336	\dot{m}_e (kg/s)	3.056	\dot{m}_{b+c+e} (kg/s)	28.208
$T \dot{m}_b$ °C	51	$T \dot{m}_c$ °C	155.5	$T \dot{m}_e$ °C	162.614	$T \dot{m}_{b+c+e}$ °C	?
$P \dot{m}_b$ bar	5.4	$P \dot{m}_c$ bar	5.5	$P \dot{m}_e$ bar	6.6	$P \dot{m}_{b+c+e}$ bar	5.4
$h \dot{m}_b$ (kJ/kg)	213.9	$h \dot{m}_c$ (kJ/kg)	2753	$h \dot{m}_e$ (kJ/kg)	2761	$h \dot{m}_{b+c+e}$ (kJ/kg)	?

Tabel 4.6 menunjukkan data fluida *inlet* dan *outlet* deaerator. Data tersebut digunakan untuk perhitungan kestimbangan energi pada deaerator, sehingga dapat diketahui besarnya entalpi fluida yang keluar dari deaerator. Analisis perhitungan dilakukan pada *load* GTG 17.4 MW, variasi tekanan 6.6 bar, dan variasi *mass flowrate* ekstraksi 11 ton/jam.

1. Perhitungan Entalpi *outlet* Deaerator (h_{b+c+e})

$$(\dot{m}_b x h_b) + (\dot{m}_e x h_e) + (\dot{m}_c x h_c) = (\dot{m}_{b+c+e} x h_{b+c+e})$$

$$h_{b+c+e} = \frac{(\dot{m}_b x h_b) + (\dot{m}_e x h_e) + (\dot{m}_c x h_c)}{\dot{m}_{b+c+e}}$$

$$h_{b+c+e} = \frac{(24.8164 \times 213.9) + (3.056 \times 2761) + (0.336 \times 2753)}{28.208}$$

$$h_{b+c+e} = 520.052 \text{ kJ/kg}$$

2. Perhitungan Entalpi *inlet* Economiser (h_{b+c+e})

$$\text{Nilai } \dot{W}_{\text{pompa 17-P-101}} = 315.9296 \text{ kW}$$

$$\text{Nilai } \dot{Q}_{\text{preheater 17-E-101}} = 1063.4416 \text{ kW}$$

Kesetimbangan energi ditunjukkan dalam persamaan berikut

$$(\dot{m}_{b+c+e} x h_{b+c+e})_{\text{out deaerator}} + \dot{W}_{\text{pompa 17P201}} = \dot{Q}_{\text{preheater 17E101}} + (\dot{m}_{b+c+e} x h_{b+c+e})_{\text{in economiser}}$$

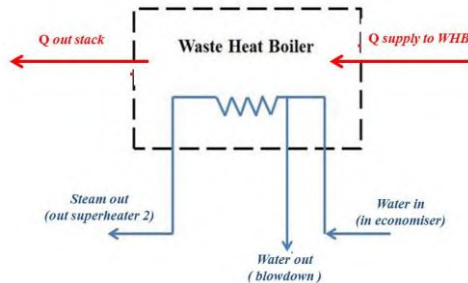
$$(h_{b+c+e})_{\text{in economiser}} = \frac{(28.208 \times 520.0523) + 315.9296 - 1063.9296}{28.208}$$

$$(h_{b+c+e})_{\text{in economiser}} = 493.5523 \text{ kJ/kg}$$

3. Perhitungan \dot{Q} yang di-supply ke *Waste Heat Boiler* (WHB)

Komponen-komponen *Waste Heat Boiler* (WHB) terdiri dari *Economiser*, *Evaporator*, *Superheater 1*, dan *Superheater 2*. Kalor yang di-supply ke sistem WHB adalah kalor yang digunakan mengubah air hingga

menjadi *superheated steam* ditambah dengan kalor yang keluar ke *stack*. Gambar 4.6 menunjukkan ilustrasi pada sistem *Waste Heat Boiler* (WHB).



Gambar 4.6 Sistem *Waste Heat Boiler*

Kesetimbangan energi pada *Waste Heat Boiler* ditunjukkan dalam persamaan berikut.

$$\dot{Q}_{\text{supply to WHB}} - \dot{Q}_{\text{out stack}} = (\dot{m}_{a+b-d+s} \times h_{a+b-d+s}) + (\dot{m}_{c+d} \times h_{c+d}) - (\dot{m}_{b+c+s} \times h_{b+c+s})$$

$$\dot{Q}_{\text{supply to WHB}} = (\dot{m}_{a+b-d+s} \times h_{a+b-d+s}) + (\dot{m}_{c+d} \times h_{c+d}) - (\dot{m}_{b+c+s} \times h_{b+c+s}) + \dot{Q}_{\text{out stack}}$$

$$\dot{Q}_{\text{supply to WHB}} = (27.77 \times 3348) + (0.4305 \times 1343) - (28.208 \times 493.5523) + (23.572 \times 118.4983)$$

$$\dot{Q}_{\text{supply to WHB}} = 89590.5185 \text{ kJ/s}$$

dengan

$\dot{m}_{a+b-d+e}$: laju alir massa *superheated steam outlet* WHB (kg/s)

\dot{m}_{c+d} : laju alir massa air *outlet steam drum* menuju *blowdown tank* (kg/s)

\dot{m}_{b+c+e} : laju alir massa air masuk ke WHB / *inlet economizer* (kg/s)

$\dot{Q}_{out\ stack}$: $\dot{m}_{stack} \times h_{stack}$

4. Perhitungan Kalor Gas Hasil Pembakaran *Natural Gas* di WHB ($Q_{gas\ supp\ firing\ WHB}$)

Kebutuhan kalor yang di-supply ke WHB $\dot{Q}_{supply\ to\ WHB}$ terdiri dari kalor gas buang keluaran *Gas Turbine Generator* ($\dot{Q}_{gas\ buang\ GTG}$) dan kalor gas hasil pembakaran *Natural Gas* ($Q_{gas\ supp\ firing\ WHB}$).

Kalor gas hasil pembakaran *Natural Gas* adalah kalor hasil reaksi antara bahan bakar NG dan udara. Perhitungan kalor gas hasil pembakaran *Natural Gas* ($Q_{gas\ supp\ firing\ WHB}$) yang ditambahkan ke WHB adalah sebagai berikut.

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{gas\ supp\ firing\ WHB} &= \dot{Q}_{supply\ to\ WHB} - \dot{Q}_{gas\ buang\ GTG} \\ &= 89590.5185 - 13183.5998 \\ &= 76406.9187\ kJ/s\end{aligned}$$

sedangkan laju aliran massa gas hasil pembakaran *Natural Gas* yang ditambahkan ke WHB adalah sebagai berikut.

$$\begin{aligned}\dot{m}_{gas\ supp\ firing\ WHB} &= \frac{\dot{Q}_{gas\ supp\ firing\ WHB}}{h_{NG}} \\ &= \frac{76406.9187\text{ kJ/s}}{55548.629\text{ kJ/kg}} \\ &= 1.3754\text{ kg/s}\end{aligned}$$

dengan asumsi entalpi pembakaran NG standar (h_{NG}) adalah 891 kJ/mol
 $= 55548.629\text{ kJ/kg}$

5. Perhitungan Kalor *Natural Gas* di WHB ($\dot{Q}_{NG\ supp\ firing\ WHB}$)

Untuk mengetahui besarnya Kalor *Natural Gas* di WHB ($\dot{Q}_{NG\ supp\ firing\ WHB}$) perlu ditentukan nilai laju alir massa *Natural Gas* di WHB ($\dot{m}_{NG\ supp\ firing\ WHB}$). Dengan menggunakan perbandingan *Air Fuel Ratio* (AFR), maka didapatkan nilai laju alir massa *Natural Gas* di WHB ($\dot{m}_{NG\ supp\ firing\ WHB}$) adalah 0.08164 kg/s. Besar kalor *Natural Gas* di WHB ($\dot{Q}_{NG\ supp\ firing\ WHB}$) ditunjukkan dalam perhitungan berikut.

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{NG\ supp\ firing\ WHB} &= \dot{m}_{NG\ supp\ firing\ WHB} \times LHV \\ &= 0.08164\text{ kg/s} \times 47141\text{ kJ/kg} \\ &= 3848.591\text{ kJ/s}\end{aligned}$$

dengan nilai LHV *Natural Gas* adalah $47141 \frac{kJ}{kg}$

6. Menghitung Efisiensi Termal Gabungan ($\eta_{gabungan}$)
GTG-WHB dengan Variasi
Ekstraksi *Steam Turbine 2*

$$\eta_{gab} = \frac{W_{netto}}{\dot{Q}_{in\ GTG} + \dot{Q}_{NG\ supp\ firing\ WHB}} = \frac{W_{TG} + W_{TU1} + W_{TU2} - W_{pompa}}{\dot{Q}_{in\ GTG} + \dot{Q}_{NG\ supp\ firing\ WHB}}$$

$$= \frac{17400 + 5748.39 + 10745.3727 - 315.9296}{57512.02 + 3848.591}$$

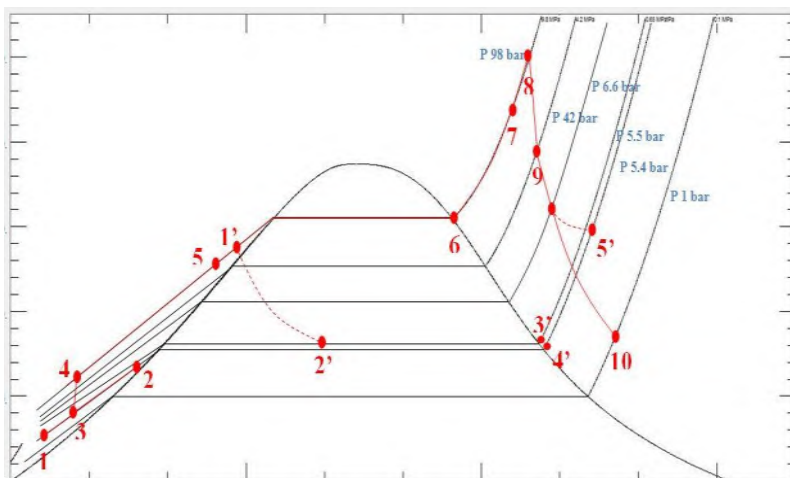
$$= 54.722 \%$$

Tabel 4.7 Nilai Efisiensi Gabungan GTG-WHB Pada Tiap Variasi Ekstraksi

P ekstraksi <i>Steam Turbine 2</i> (bar)	mass flowrate <i>Steam Turbine 2</i> (ton/jam)	Efisiensi Gabungan GTG-WHB (%)
6.6	11	54.72
	13	54.78
	15	54.84
	16.30	54.88
	20	54.48
10.88	11	54.62
	13	54.66
	15	54.71
	16.17	54.74
	20	54.31
17.09	11	54.55
	13	54.58

	15	54.61
	16.07	54.63
	20	54.17
25.76	11	54.52
	13	54.54
	15	54.57
	16.03	54.58
	20	54.12
37.5	11	54.52
	13	54.55
	15	54.57
	16.04	54.59
	20	54.12

Tabel 4.7 menunjukkan hasil perhitungan efisiensi gabungan sistem GTG-WHB pada masing-masing variasi tekanan dan laju aliran massa uap ekstraksi *Steam Turbine 2*.



Gambar 4.7 T-S Diagram Sistem *Waste Heat Boiler* (WHB) pada Tekanan Ekstraksi 6.6 bar

- **Perbandingan Efisiensi Sistem GTG-WHB Tanpa Ekstraksi dan Dengan Ekstraksi *Steam Turbine 2***

Berdasarkan hasil perhitungan efisiensi pada sistem gabungan *Gas Turbine Generator* (GTG) – *Waste Heat Boiler* (WHB) tanpa ekstraksi dan dengan variasi *Steam Turbine 2*, didapatkan nilai seperti yang ditunjukkan dalam Tabel 4.8.

Tabel 4.8 Perbandingan Efisiensi Gabungan Tanpa dan Dengan Variasi Ekstraksi *Steam Turbine 2*.

	Tanpa Ekstraksi <i>Steam Turbine 2</i>	Dengan Ekstraksi <i>Steam Turbine 2</i>
Efisiensi Gabungan GTG-WHB	33.61%	54.72%

Dalam Tabel 4.8 ditunjukkan bahwa nilai efisiensi gabungan tanpa ekstraksi sebesar 33.61%, sedangkan nilai efisiensi gabungan sistem GTG-WHB dengan variasi ekstraksi sebesar 54.72%. Hal ini menunjukkan bahwa dengan menambahkan ekstraksi *Steam Turbine 2* dapat meningkatkan efisiensi sistem sebesar 21.11% sehingga konsumsi bahan bakar yang digunakan juga akan berkurang. Variasi ekstraksi dilakukan pada tekanan 6.6 bar, 10.88 bar, 17.09 bar, 25.76 bar, dan 37.5 bar. Variasi *mass flowrate* pada 11-20 ton/jam. Dengan adanya variasi tersebut maka akan dapat diketahui nilai variasi tekanan yang dapat menghasilkan efisiensi tertinggi.

4.3.3 Analisis Siklus Rankine pada Sistem Gabungan *Gas Turbine Generator* (GTG) - *Waste Heat Boiler* (WHB)

Pada analisis Siklus Rankine, yang mempengaruhi nilai efisiensi Rankine adalah daya turbin uap 1 (W_{TU1}), turbin uap 2 (W_{TU2}), dan besarnya kalor yang digunakan untuk mengubah air

menjadi *superheated steam* (Q). Berikut adalah perhitungan efisiensi Rankine pada *load* 17.4 MW, variasi tekanan ekstraksi 6.6 bar, dan laju alir massa ekstraksi 11 ton/jam.

1. Menghitung Kalor yang digunakan untuk mengubah air menjadi *superheated steam*.

$$\begin{aligned}
 Q &= (\dot{m}_{out\ superheater\ 2} \times h_{out\ superheater\ 2}) - (\dot{m}_{in\ economiser} \times h_{in\ economiser}) \\
 Q &= (\dot{m}_{a+b-d+s} \times h_{a+b-d+s}) - (\dot{m}_{b+c+s} \times h_{b+c+s}) \\
 &= (27.77 \times 3348) - (28.208 \times 493.5523) \\
 &= 79051.8376 \text{ kJ/s}
 \end{aligned}$$

2. Menghitung Efisiensi Rankine ($\eta_{Rankine}$)

$$\begin{aligned}
 \eta_{Rankine} &= \frac{W_{netto}}{Q} = \frac{W_{TU1} + W_{TU2} - W_{pompa}}{Q} \\
 &= \frac{5748.38 + 10745.3727 - 315.9296}{79051.8376} \\
 &= 20.4648 \%
 \end{aligned}$$

Tabel 4.9 Nilai Efisiensi Rankine Pada Tiap Variasi Ekstraksi

P ekstraksi Steam Turbine 2 (bar)	mass flowrate Steam Turbine 2 (ton/jam)	Efisiensi Rankine (%)
6.6	11	20.46
	13	20.83
	15	21.21
	16.30	21.46
	20	19.42
10.88	11	20.40
	13	20.75
	15	21.12
	16.17	21.34

	20	19.29
17.09	11	20.35
	13	20.70
	15	21.06
	16.07	21.26
	20	19.20
25.76	11	20.33
	13	20.68
	15	21.03
	16.03	21.22
	20	19.17
37.5	11	20.33
	13	20.68
	15	21.03
	16.04	21.22
	20	19.17

Tabel 4.9 menunjukkan hasil perhitungan nilai efisiensi Rankine pada masing-masing variasi tekanan dan laju aliran massa ekstraksi *Steam Turbine 2*.

4.3.4 Analisis Siklus Brayton pada Sistem Gabungan *Gas Turbine Generator (GTG) - Waste Heat Boiler (WHB)*

Pada analisis Siklus Brayton, yang mempengaruhi nilai efisiensi Brayton adalah daya turbin gas (W_{TG}) dan kalor bahan bakar *Natural Gas* yang masuk ke ruang bakar GTG ($Q_{in \text{ Gas Turbine Generator}}$). Berikut adalah perhitungan efisiensi Brayton pada load 17.4 MW, variasi tekanan ekstraksi 6.6 bar, dan laju alir massa ekstraksi 11 ton/jam.

1. Menghitung kalor *Natural Gas* yang masuk ruang bakar GTG ($Q_{in \text{ GTG}}$)

$$\begin{aligned}
 Q_{in} &= \dot{m}_{NG \text{ in } GTG} \times LHV \\
 &= 1.22 \text{ kg/s} \times 47141 \text{ kJ/kg} \\
 &= 57512.02 \text{ kJ/s}
 \end{aligned}$$

2. Menghitung Efisiensi Brayton ($\eta_{Brayton}$)

$$\begin{aligned}
 \eta_{Brayton} &= \frac{W_{TG}}{Q_{in \text{ } GTG}} = \frac{17400}{57512.02} \\
 &= 30.25 \%
 \end{aligned}$$

Tabel 4.10 Nilai Efisiensi Brayton Pada Tiap Variasi Ekstraksi

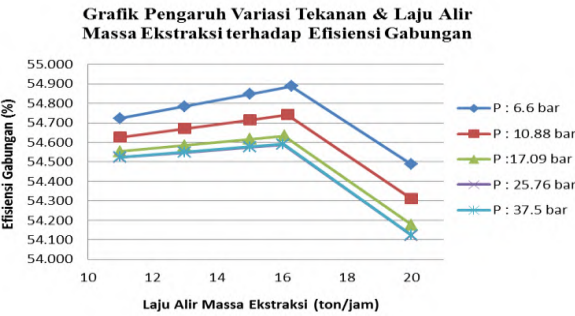
P ekstraksi <i>Steam Turbine</i> 2 (bar)	<i>mass flowrate Steam Turbine</i> 2 (ton/jam)	Efisiensi Brayton (%)
6.6	11	30.25
	13	30.25
	15	30.25
	16.30	30.25
	20	30.25
10.88	11	30.25
	13	30.25
	15	30.25
	16.17	30.25
	20	30.25
17.09	11	30.25
	13	30.25
	15	30.25
	16.07	30.25
	20	30.25
25.76	11	30.25
	13	30.25
	15	30.25

	16.03	30.25
	20	30.25
37.5	11	30.25
	13	30.25
	15	30.25
	16.04	30.25
	20	30.25

Tabel 4.10 menunjukkan hasil perhitungan Efisiensi Brayton pada masing-masing variasi tekanan dan laju aliran massa ekstraksi *Steam Turbine 2*. Berdasarkan Tabel 4.8 dapat dilihat bahwa nilai efisiensi Brayton pada semua variasi ekstraksi adalah tetap yaitu 30.25 %.

4.4 Pembahasan

4.4.1 Grafik Pengaruh Variasi Tekanan & Laju Alir Massa Ekstraksi *Steam Turbine 2* terhadap Efisiensi Termal Sistem Gabungan GTG-WHB



Gambar 4.8 Pengaruh Variasi Tekanan dan Laju Alir Massa Ekstraksi terhadap Efisiensi Termal Sistem Gabungan GTG-WHB

Gambar 4.8 merupakan gambar grafik pengaruh variasi tekanan dan laju aliran massa ekstraksi *Steam Turbine 2* terhadap

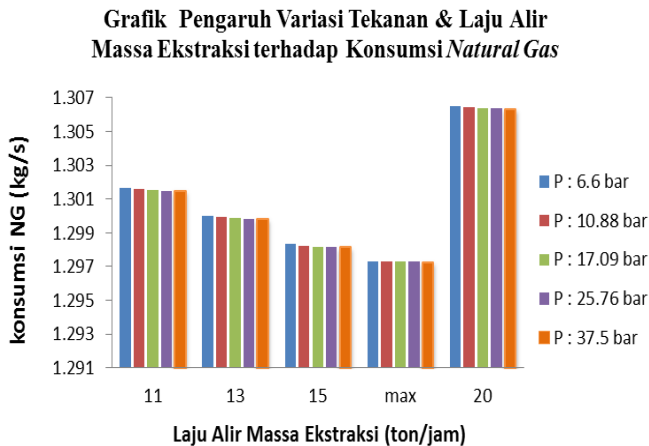
efisiensi gabungan sistem *Gas Turbine Generator* (GTG) – *Waste Heat Boiler* (WHB). Pada Gambar 4.8 dapat dilihat bahwa *trendline* pada semua variasi tekanan dan laju aliran massa ekstraksi *Steam Turbine 2* memiliki tipe yang sama yaitu naik hingga mencapai laju alir massa maksimum pada setiap variasi tekanan ekstraksi *Steam Turbine 2* kemudian *trendline* akan menurun hingga mencapai variasi laju alir massa ekstraksi 20 ton/jam.

Berdasarkan perhitungan, nilai efisiensi pada masing-masing variasi tekanan dan laju aliran massa ekstraksi ditunjukkan pada Tabel 4.5. Dapat dilihat bahwa efisiensi tertinggi yaitu pada variasi tekanan 6.6 bar kemudian semakin menurun pada variasi 10.88 bar, 17.09 bar, 25.76 bar, dan efisiensi terendah pada variasi tekanan 37.5 bar. Hal ini berarti bahwa semakin rendah tekanan ekstraksi maka efisiensi termal gabungan sistem akan semakin meningkat. Meningkatnya efisiensi tersebut dikarenakan saat ekstraksi tekanan rendah, energi yang dihasilkan oleh *superheated steam* lebih banyak digunakan untuk menghasilkan daya *steam turbin* ($W_{\text{turbin uap}}$), meskipun pada saat ekstraksi tekanan tinggi energi kalor yang memasuki sistem *Waste Heat Boiler* (WHB) melalui komponen *Deaerator* juga akan semakin besar, sehingga kalor *Natural Gas* yang dibutuhkan *Waste Heat Boiler* (WHB) akan semakin berkurang. Namun, ekstraksi *steam turbine 2* tersebut dapat dikatakan sebagai bentuk kehilangan energi dalam *steam turbine*. Jika ekstraksi *steam turbine 2* dilakukan pada tekanan tinggi maka entalpi ekstraksi juga semakin besar, sehingga kehilangan energi dalam *steam turbine 2* juga akan semakin banyak. Kehilangan energi yang besar tersebut mengakibatkan daya yang dihasilkan oleh *steam turbine 2* ($W_{\text{turbin uap}}$) menjadi semakin kecil, sehingga efisiensi gabungan sistem GTG-WHB akan turun.

Dalam Gambar 4.8 juga menunjukkan bahwa efisiensi tertinggi berada pada masing-masing puncak variasi laju aliran massa uap ekstraksi. Laju aliran massa puncak (maksimum) pada masing-masing tekanan berbeda-beda. Pada tekanan 6.6 bar

puncak *mass flowrate* yaitu 16.30 ton/jam, tekanan 10.88 bar yaitu 16.17 ton/jam, tekanan 17.09 bar yaitu 16.07 ton/jam, tekanan 25.76 bar yaitu 16.03 ton/jam, dan tekanan 37.5 bar yaitu 16.04 ton/jam. Efisiensi tertinggi yang ditunjukkan pada Gambar 4.6 berada pada tekanan 6.6 bar dan laju alir massa 16.269 ton/jam. Laju alir massa puncak ini terjadi karena pada komponen *Deaerator* memiliki *limit* atau batas entalpi *output* yang diijinkan untuk memasuki komponen *Economiser*. Batas entalpi ini menunjukkan fase keluaran komponen *Deaerator* harus cair (*compressed liquid*) karena air yang keluar dari *Deaerator* akan dipanaskan pada komponen *Economiser* hingga mencapai fase cair jenuh (*saturated liquid*). Sehingga saat laju alir massa ekstraksi telah melebihi *mass flowrate* maksimum, maka efisiensi sistem GTG-WHB akan menurun karena keluaran komponen *Deaerator* sudah mengandung uap (*mixture*).

4.4.2 Grafik Pengaruh Variasi Tekanan dan Laju Alir Massa Ekstraksi *Steam Turbine 2* terhadap Konsumsi *Natural Gas* Sistem Gabungan GTG-WHB



Gambar 4.9 Pengaruh Variasi Tekanan dan Laju Alir Massa Ekstraksi terhadap Bahan Bakar *Natural Gas* Sistem Gabungan GTG-WHB

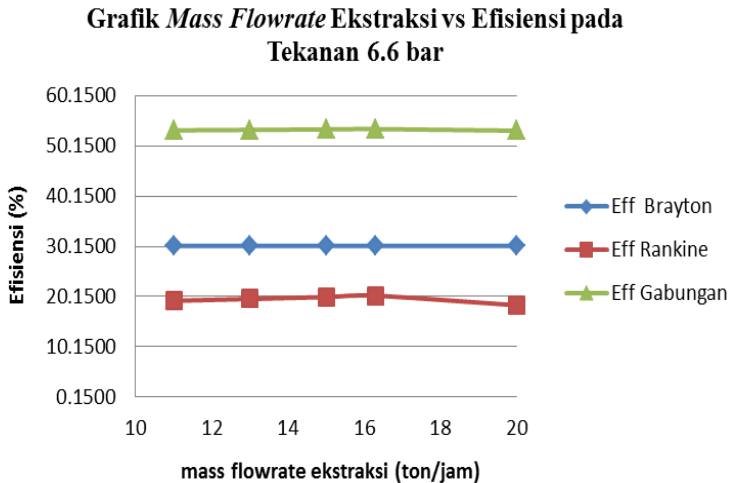
Gambar 4.9 merupakan gambar grafik pengaruh variasi tekanan dan laju aliran massa ekstraksi *Steam Turbine 2* terhadap konsumsi bahan bakar *Natural Gas* yang di-supply ke sistem *Gas Turbine Generator (GTG) – Waste Heat Boiler (WHB)*. Pada Gambar 4.9 dapat dilihat bahwa *trendline* pada semua variasi tekanan dan laju aliran massa ekstraksi *Steam Turbine 2* memiliki tipe yang sama yaitu turun hingga mencapai laju alir massa maksimum pada setiap variasi tekanan ekstraksi *Steam Turbine 2* kemudian *trendline* akan naik hingga mencapai variasi laju alir massa ekstraksi 20 ton/jam.

Berdasarkan perhitungan, nilai konsumsi bahan bakar *Natural Gas* akan semakin menurun seiring dengan naiknya tekanan uap ekstraksi. Penurunan ini akan berhenti pada titik

tertentu yaitu pada laju aliran massa maksimum di setiap tekanan ekstraksi lalu naik hingga variasi laju alir massa uap 20 ton/jam. Perubahan konsumsi bahan bakar *Natural Gas* pada sistem gabungan GTG-WHB tersebut bergantung pada temperatur fluida air yang masuk ke sistem *Waste Heat Boiler* melalui komponen *Economiser*. Adanya variasi tekanan dan laju alir massa uap ekstraksi *Steam Turbine 2* akan mengakibatkan temperatur air yang masuk ke WHB akan berubah. Semakin tinggi temperatur fluida air yang masuk ke WHB maka kalor yang dibutuhkan untuk memanaskan air hingga menjadi *superheated steam* juga akan berkurang, sehingga konsumsi bahan bakar *Natural Gas* yang dibutuhkan juga akan semakin berkurang.

Gambar 4.9 menunjukkan bahwa pada laju alir massa uap ekstraksi yang sama, semakin besar tekanan ekstraksi maka kalor yang dibutuhkan akan semakin sedikit, sehingga konsumsi bahan bakar *Natural Gas* juga akan semakin rendah. Hal tersebut dikarenakan pada ekstraksi tekanan tinggi, maka temperatur dan entalpi fluida air yang keluar dari komponen *Deaerator* semakin besar, sehingga energi kalor air yang akan memasuki WHB juga akan semakin besar, sehingga kalor bahan bakar yang dibutuhkan menjadi semakin berkurang. Konsumsi bahan bakar *Natural Gas* pada sistem GTG-WHB adalah bahan bakar yang masuk ke ruang bakar GTG dan bahan bakar yang ditambahkan ke sistem WHB (*supplementary firing*). Bahan bakar *Natural Gas* yang memasuki ruang bakar GTG tetap yaitu 1.22 kg/s pada *load* GTG sebesar 17.4 MW.

4.4.3 Grafik Pengaruh Variasi Laju Alir Massa Ekstraksi *Steam Turbine 2* terhadap $\eta_{Rankine}$, $\eta_{Brayton}$, $\eta_{gabungan}$ Pada Masing-masing Variasi Tekanan Ekstraksi



Gambar 4.10 Pengaruh Variasi Tekanan Laju Alir Massa Ekstraksi terhadap $\eta_{Rankine}$, $\eta_{Brayton}$, $\eta_{gabungan}$ Pada Masing-masing Variasi Tekanan Ekstraksi

Gambar 4.10 merupakan gambar grafik pengaruh variasi laju alir massa uap ekstraksi *Steam Turbine 2* terhadap efisiensi Rankine, Brayton, dan Gabungan pada tekanan ekstraksi 6.6 bar. Grafik tersebut juga berlaku pada tekanan ekstraksi 10.88 bar, 17.09 bar, 25.76 bar, dan 37.5 bar karena memiliki *trendline* yang hampir sama. Pada grafik tersebut ditunjukkan bahwa efisiensi gabungan setelah dilakukan ekstraksi lebih tinggi dibandingkan efisiensi Rankine dan Brayton. Efisiensi Rankine dipengaruhi oleh daya *Steam Turbine 1*, *Steam Turbine 2*, dan kalor yang dibutuhkan untuk mengubah air hingga menjadi *superheated steam*, sedangkan Efisiensi Brayton dipengaruhi oleh daya *Gas*

Turbine dan kalor bahan bakar *Natural Gas* yang masuk ke ruang bakar GTG.

Tabel 4.11 Perbandingan Efisiensi Gabungan, Brayton, dan Rankine pada Tiap Variasi

P ekstraksi Steam Turbine 2 (bar)	<i>mass flowrate Steam Turbine 2 (ton/jam)</i>	Efisiensi Gabungan GTG- WHB (%)	Efisiensi Brayton (%)	Efisiensi Rankine (%)
6.6	11	54.72	30.25	20.46
	13	54.78	30.25	20.83
	15	54.84	30.25	21.21
	16.30	54.88	30.25	21.46
	20	54.48	30.25	19.42
10.88	11	54.62	30.25	20.40
	13	54.66	30.25	20.75
	15	54.71	30.25	21.12
	16.17	54.74	30.25	21.34
	20	54.31	30.25	19.29
17.09	11	54.55	30.25	20.35
	13	54.58	30.25	20.70
	15	54.61	30.25	21.06
	16.07	54.63	30.25	21.26
	20	54.17	30.25	19.20
25.76	11	54.52	30.25	20.33
	13	54.54	30.25	20.68
	15	54.57	30.25	21.03
	16.03	54.58	30.25	21.22
	20	54.12	30.25	19.17

37.5	11	54.52	30.25	20.33
	13	54.55	30.25	20.68
	15	54.57	30.25	21.036
	16.04	54.59	30.25	21.22
	20	54.12	30.25	19.17

Efisiensi Rankine cenderung lebih rendah jika dibandingkan dengan efisiensi Brayton dan Efisiensi Gabungan, hal ini dikarenakan daya yang dihasilkan *Steam Turbine* 1 dan 2 lebih kecil jika dibandingkan dengan daya yang dihasilkan pada Siklus Brayton. Daya yang dihasilkan *Steam Turbine* 1 dan 2 ini dimanfaatkan untuk menggerakkan *rotating equipment* dan tidak dimanfaatkan sebagai penghasil energi listrik seperti pada daya *Gas Turbine*. Gambar 4.8 juga menunjukkan Efisiensi Brayton yang lebih rendah dibandingkan dengan efisiensi gabungan. Hal ini dikarenakan daya yang mempengaruhi nilai Efisiensi Brayton hanya dari daya *Gas Turbine*, sedangkan kalor untuk membangkitkan daya *Gas Turbine Generator* adalah nilai kalor bahan bakar *Natural Gas* (LHV) dikalikan dengan laju aliran massa bahan bakar *Natural Gas* yang di-supply ke ruang bakar GTG. Nilai kalor bahan bakar *Natural Gas* memiliki nilai yang cukup besar sehingga menghasilkan nilai Efisiensi Brayton yang cenderung rendah.

Gambar 4.10 juga menunjukkan grafik Efisiensi Gabungan yang lebih tinggi dibandingkan dengan Efisiensi Rankine dan Brayton. Pada Efisiensi Gabungan, kalor yang digunakan untuk membangkitkan daya *Steam Turbine* 1, *Steam Turbine* 2, dan *Gas Turbine* berasal dari bahan bakar *Natural Gas* yang memasuki ruang bakar Siklus Brayton dan pembakaran *Natural Gas* (*supplementary firing*) yang ditambahkan ke sistem WHB. Siklus gabungan tersebut memanfaatkan kalor gas buang *Gas Turbine Generator* yang masih memiliki temperatur cukup tinggi untuk mengubah air hingga menjadi *superheated steam* pada WHB. Pemanfaatan kalor gas buang GTG tersebut dapat mengurangi

supply bahan bakar *Natural Gas* yang ditambahkan (*supplementary firing*) ke WHB, sehingga mengakibatkan efisiensi termal sistem gabungan GTG-WHB menjadi lebih tinggi dibandingkan efisiensi Rankine dan Brayton.

BAB V. KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Analisis termal sistem gabungan *Gas Turbine Generator* (GTG) – *Waste Heat Boiler* (WHB) dengan kapasitas 100 ton/jam dilakukan dengan variasi tekanan dan laju aliran massa ekstraksi *Steam Turbine* 2. Variasi tekanan yaitu 6.6 bar, 10.88 bar, 17.09 bar, 25.76 bar, dan 37.5 bar. Masing-masing tekanan dilakukan variasi laju alir massa 11-20 ton/jam. Analisis tersebut telah dilakukan dan didapatkan hasil. Adapun kesimpulan dari analisis adalah sebagai berikut :

1. Nilai efisiensi gabungan tertinggi Sistem *Gas Turbine Generator* (GTG) – *Waste Heat Boiler* (WHB) adalah pada tekanan ekstraksi 6.6 bar dan laju alir massa uap ekstraksi 16.30 ton/jam yaitu sebesar 54.88 %. Semakin tinggi tekanan ekstraksi maka efisiensi gabungan akan semakin menurun. Efisiensi gabungan tertinggi pada tekanan ekstraksi 10.88 bar dan laju alir massa 16.17 ton/jam yaitu 54.74 %. Pada 17.09 bar dan laju alir massa 16.07 ton/jam yaitu 54.63 %. Pada 25.76 bar dan laju alir massa 16.03 ton/jam yaitu 54.58 %. Pada 37.5 bar dan laju alir massa 16.04 ton/jam yaitu 54.59 %.
2. Konsumsi bahan bakar *Natural Gas* tertinggi pada setiap laju alir massa ekstraksi adalah pada tekanan 6.6 bar. Semakin tinggi tekanan ekstraksi, maka konsumsi bahan bakar semakin rendah. Pada tekanan 6.6 bar, konsumsi *Natural Gas* saat laju alir massa uap ekstraksi 11 ton/jam yaitu 1.3016 kg/s, saat 13 ton/jam yaitu 1.3 kg/s, saat 15 ton/jam yaitu 1.2983 kg/s, saat 16.30 ton/jam yaitu 1.2978 kg/s, dan saat 20 ton/jam yaitu 1.3064 kg/s.
3. Nilai Efisiensi Gabungan sistem GTG-WHB lebih besar dibandingkan dengan Efisiensi Rankine dan Brayton. Pada tekanan ekstraksi 6.6 bar dan laju alir massa 11 ton/jam, efisiensi gabungan yaitu 54.72%, efisiensi

Rankine yaitu 20.46%, dan efisiensi Brayton yaitu 30.25%. Pada variasi tekanan ekstraksi lainnya nilai efisiensi gabungan juga lebih besar dibandingkan efisiensi Rankine dan Brayton.

4. Rekomendasi yang dapat diberikan kepada perusahaan untuk meningkatkan efisiensi sistem adalah dengan membuat ekstraksi *Steam Turbine 2* pada tekanan ekstraksi 6.6 bar dan laju aliran massa 16.30 ton/jam.

5.2 Saran

Beberapa saran yang bisa diberikan setelah pelaksanaan Tugas Akhir ini antara lain sebagai berikut :

1. Data setiap komponen dari Unit Utilitas Pabrik Kaltim-3 PT. Pupuk Kaltim, Bontang harus lebih lengkap seperti nilai kandungan gas buang GTG, nilai efisiensi tiap komponen, dan spesifikasi tiap komponen agar mempermudah dalam analisis perhitungan.
2. Analisis perhitungan perlu dibandingkan dengan menggunakan *software* sehingga analisis dapat menjadi lebih akurat.

LAMPIRAN

LAMPIRAN A

Tabel A-1	Hasil Perhitungan Ekstraksi 6.6 bar	Pada	Variasi	Tekanan
Tabel A-2	Hasil Perhitungan Ekstraksi 10.88 bar	Pada	Variasi	Tekanan
Tabel A-3	Hasil Perhitungan Ekstraksi 17.09 bar	Pada	Variasi	Tekanan
Tabel A-4	Hasil Perhitungan Ekstraksi 25.76 bar	Pada	Variasi	Tekanan
Tabel A-5	Hasil Perhitungan Ekstraksi 37.5 bar	Pada	Variasi	Tekanan
Tabel A-6	Hasil Perhitungan Pada Kondisi <i>Eksisting</i> Sistem Gabungan GTG-WHB Tanpa Ekstraksi			

LAMPIRAN B

Tabel B-1	Skema Sistem Gabungan <i>Gas Turbine Generator</i> (GTG) – <i>Waste Heat Boiler</i> (WHB) Unit Utilitas Kaltim 3
Tabel B-2	Skema Modifikasi Sistem Gabungan <i>Gas Turbine Generator</i> (GTG) – <i>Waste Heat Boiler</i> (WHB) dengan Ekstraksi <i>Steam Turbine</i>
Tabel B-3	<i>Lower and Higher Heating Values of Gas, Liquid, and Solid Fuels</i>
Tabel B-4	Spesifikasi <i>Gas Turbine Generator</i> (GTG)
Tabel B-5	Data Analisis Laboratorium Kandungan <i>Natural Gas</i> dan <i>mass flowrate</i> air di WHB
Tabel B-6	<i>Thermodynamic Properties of Chemicals</i>

Tabel A-1 Hasil Perhitungan Pada Variasi Tekanan Ekstraksi 6.6 bar

P ekstraksi Turbin Uap 2	T ekstraksi Turbin Uap 2 (C	\dot{m} ekstraksi TU 2 (ton/jam)	\dot{m} ekstraksi TU 2 (kg/s)	\dot{m}_b (kg/s)	P \dot{m}_b bar	T \dot{m}_b C	h \dot{m}_b (kJ/kg)	\dot{m}_c (kg/s)	P \dot{m}_c bar	T \dot{m}_c C	h \dot{m}_c (kJ/kg)	\dot{m}_e (kg/s)
6.6	162.614	11	3.056	24.8164	5.4	51	213.9	0.336	5.5	155.5	2753	3.056
		13	3.611	24.2609	5.4	51	213.9	0.336	5.5	155.5	2753	3.611
		15	4.167	23.7053	5.4	51	213.9	0.336	5.5	155.5	2753	4.167
		16.29648	4.5268	23.3452	5.4	51	213.9	0.336	5.5	155.5	2753	4.527
		20	5.556	22.3164	5.4	51	213.9	0.336	5.5	155.5	2753	5.556

P \dot{m}_e bar	T \dot{m}_e C	h \dot{m}_e (kJ/kg)	\dot{m}_{b+c+e} (kg/s)	Outlet Deaerator			Q Preheater 17E101 (kJ/s)	W pompa (kW)	Inlet Economizer			Q disupply ke WHB (kJ/s)
				P \dot{m}_{b+c+e}	T \dot{m}_{b+c+e}	h \dot{m}_{b+c+e}			h \dot{m}_{b+c+e}	T \dot{m}_{b+c+e}	\dot{m}_{b+c+e}	
6.6	162.61	2761	28.208	5.4	123.8	520.052	1063.4416	315.9296	493.5523	116	28.208	89590.519
6.6	162.61	2761	28.208	5.4	135.6	570.217	1063.4416	315.9296	543.7173	127.9	28.208	88048.856
6.6	162.61	2761	28.208	5.4	147.3	620.382	1063.4416	315.9296	593.8824	139.7	28.208	86507.172
6.6	162.61	2761	28.208	5.4	154.8	652.901	1063.4416	315.9296	626.4013	147.3	28.208	85507.789
6.6	162.61	2761	28.208	5.4	154.8	745.795	1063.4416	315.9296	692.7950	162.7	14.104	94112.915

Q gas hasil pembakaran supplementar	W Turbin Uap 2 (kW)	efisiensi Gabunga n (%)	efisiensi Rankine (%)	efisiensi Brayton (%)	flowrate gas hasil pembakaran di WHB (kg/s)	flowrate NG in WHB	flowrate stack (kg/s)	Q NG supplementar y firing (kJ/s)	Q diserap air menjadi steam	flowrate NG total (kg/s)
76406.919	10745.37	54.72213	20.46484	30.2545	1.375496	0.08164	23.5723	3848.59124	79051.838	1.30164
74865.256	10741.04	54.78409	20.83226	30.2545	1.347743	0.08000	23.5447	3771.28000	77636.782	1.30000
73323.572	10736.71	54.84663	21.21333	30.2545	1.319989	0.07835	23.5169	3693.49735	76221.727	1.29835
72324.189	10733.90	54.88728	21.46800	30.2545	1.301998	0.07728	23.4988	3643.05648	75304.431	1.29728
80929.315	10725.87	54.48774	19.42042	30.2545	1.456909	0.08648	23.6538	4076.75368	83202.780	1.30648

Tabel A-2 Hasil Perhitungan Pada Variasi Tekanan Ekstraksi 10.88 bar

P ekstraksi Turbin Uap 2	T ekstraksi Turbin Uap 2 (°C)	\dot{m} ekstraksi TU 2 (ton/jam)	\dot{m} ekstraksi TU 2 (kg/s)	\dot{m}_b (kg/s)	P \dot{m}_b bar	T \dot{m}_b °C	h \dot{m}_b (kJ/kg)	\dot{m}_c (kg/s)	P \dot{m}_c bar	T \dot{m}_c °C	h \dot{m}_c (kJ/kg)	\dot{m}_e (kg/s)
10.88	183.612	11	3.056	24.8164	5.4	51	213.9	0.336	5.5	155.5	2753	3.056
		13	3.611	24.2609	5.4	51	213.9	0.336	5.5	155.5	2753	3.611
		15	4.167	23.7053	5.4	51	213.9	0.336	5.5	155.5	2753	4.167
		16.16976	4.4916	23.3804	5.4	51	213.9	0.336	5.5	155.5	2753	4.492
		20	5.556	22.3164	5.4	51	213.9	0.336	5.5	155.5	2753	5.556

P \dot{m}_e bar	T \dot{m}_e °C	h \dot{m}_e (kJ/kg)	\dot{m}_{b+c+e} (kg/s)	Outlet Deaerator			Q Preheater 17E101 (kJ/s)	W pompa (kW)	Inlet Economizer			Q disupply ke WHB (kJ/s)
				P \dot{m}_{b+c+e}	T \dot{m}_{b+c+e}	h \dot{m}_{b+c+e}			h \dot{m}_{b+c+e}	T \dot{m}_{b+c+e}	\dot{m}_{b+c+e}	
10.88	183.61	2781	28.208	5.4	124.3	522.219	1063.4416	315.9296	495.7187	116.5	28.208	89523.941
10.88	183.61	2781	28.208	5.4	136.1	572.778	1063.4416	315.9296	546.2777	128.5	28.208	87970.173
10.88	183.61	2781	28.208	5.4	147.9	623.337	1063.4416	315.9296	596.8366	140.4	28.208	86416.375
10.88	183.61	2781	28.208	5.4	154.8	652.908	1063.4416	315.9296	626.4075	147.3	28.208	85507.600
10.88	183.61	2781	28.208	5.4	154.8	749.734	1063.4416	315.9296	696.7340	163.7	14.104	94052.387

Q gas hasil pembakaran supplementar	W Turbin Uap 2 (kW)	efisiensi Gabungan (%)	efisiensi Rankine (%)	efisiensi Brayton (%)	flowrate gas hasil pembakaran di WHB (kg/s)	flowrate NG in WHB	flowrate stack (kg/s)	Q NG supplementar y firing (kJ/s)	Q diserap air menjadi steam	flowrate NG total (kg/s)
76340.342	10684.26	54.62547	20.40331	30.2545	1.374297	0.08157	23.5711	3845.29137	78990.727	1.30157
74786.574	10668.82	54.66973	20.75855	30.2545	1.346326	0.07992	23.5433	3767.36730	77564.560	1.29992
73232.775	10653.37	54.71470	21.12710	30.2545	1.318354	0.07825	23.5152	3688.78325	76138.393	1.29825
72324.000	10644.34	54.74084	21.34912	30.2545	1.301994	0.07728	23.4988	3643.05648	75304.257	1.29728
80868.788	10614.76	54.31004	19.29977	30.2545	1.455820	0.08642	23.6527	4073.68952	83147.224	1.30642

Tabel A-3 Hasil Perhitungan Pada Variasi Tekanan Ekstraksi 17.09 bar

P ekstraksi Turbin Uap 2	T ekstraksi Turbin Uap 2 (C	\dot{m} ekstraksi TU 2 (ton/jam)	\dot{m} ekstraksi TU 2 (kg/s)	\dot{m}_b (kg/s)	P \dot{m}_b bar	T \dot{m}_b C	h \dot{m}_b (kJ/kg)	\dot{m}_c (kg/s)	P \dot{m}_c bar	T \dot{m}_c C	h \dot{m}_c (kJ/kg)	\dot{m}_e (kg/s)
17.09	204.61	11	3.056	24.8164	5.4	51	213.9	0.336	5.5	155.5	2753	3.056
		13	3.611	24.2609	5.4	51	213.9	0.336	5.5	155.5	2753	3.611
		15	4.167	23.7053	5.4	51	213.9	0.336	5.5	155.5	2753	4.167
		16.0758	4.4655	23.4065	5.4	51	213.9	0.336	5.5	155.5	2753	4.466
		20	5.556	22.3164	5.4	51	213.9	0.336	5.5	155.5	2753	5.556

P \dot{m}_e bar	T \dot{m}_e C	h \dot{m}_e (kJ/kg)	\dot{m}_{b+c+e} (kg/s)	Outlet Deaerator			Q Preheater 17E101 (kJ/s)	W pompa (kW)	Inlet Economizer			Q disupply ke WHB (kJ/s)
				P \dot{m}_{b+c+e}	T \dot{m}_{b+c+e}	h \dot{m}_{b+c+e}			h \dot{m}_{b+c+e}	T \dot{m}_{b+c+e}	\dot{m}_{b+c+e}	
17.09	204.61	2796	28.208	5.4	124.7	523.844	1063.4416	315.9296	497.3435	116.9	28.208	89474.014
17.09	204.61	2796	28.208	5.4	136.6	574.698	1063.4416	315.9296	548.1979	128.9	28.208	87911.151
17.09	204.61	2796	28.208	5.4	148.4	625.552	1063.4416	315.9296	599.0523	140.9	28.208	86348.288
17.09	204.61	2796	28.208	5.4	154.8	652.907	1063.4416	315.9296	626.4068	147.3	28.208	85507.620
17.09	204.61	2796	28.208	5.4	154.8	752.688	1063.4416	315.9296	699.6882	164.3	14.104	94007.000

Q gas hasil pembakaran supplementar	W Turbin Uap 2 (kW)	efisiensi Gabunga n (%)	efisiensi Rankine (%)	efisiensi Brayton (%)	flowrate gas hasil pembakaran di WHB (kg/s)	flowrate NG in WHB	flowrate stack (kg/s)	Q NG supplementar y firing (kJ/s)	Q diserap air menjadi steam	flowrate NG total (kg/s)
76290.414	10638.43	54.55287	20.35710	30.2545	1.373399	0.08152	23.5703	3842.93432	78944.893	1.30152
74727.551	10614.65	54.58415	20.70317	30.2545	1.345264	0.07985	23.5421	3764.20885	77510.393	1.29985
73164.688	10590.87	54.61552	21.06230	30.2545	1.317129	0.07818	23.514	3685.48338	76075.893	1.29818
72324.021	10578.08	54.63249	21.26113	30.2545	1.301995	0.07728	23.4988	3643.05648	75304.276	1.29728
80823.400	10531.43	54.17659	19.20917	30.2545	1.455003	0.08637	23.652	4071.56817	83105.558	1.30637

Tabel A-4 Hasil Perhitungan Pada Variasi Tekanan Ekstraksi 25.76 bar

P ekstraksi Turbin Uap 2	T ekstraksi Turbin Uap 2 (C	\dot{m} ekstraksi TU 2 (ton/jam)	\dot{m} ekstraksi TU 2 (kg/s)	\dot{m}_b (kg/s)	P \dot{m}_b bar	T \dot{m}_b C	h \dot{m}_b (kJ/kg)	\dot{m}_c (kg/s)	P \dot{m}_c bar	T \dot{m}_c C	h \dot{m}_c (kJ/kg)	\dot{m}_e (kg/s)
25.76	225.608	11	3.056	24.8164	5.4	51	213.9	0.336	5.5	155.5	2753	3.056
		13	3.611	24.2609	5.4	51	213.9	0.336	5.5	155.5	2753	3.611
		15	4.167	23.7053	5.4	51	213.9	0.336	5.5	155.5	2753	4.167
		16.03728	4.4548	23.4172	5.4	51	213.9	0.336	5.5	155.5	2753	4.455
		20	5.556	22.3164	5.4	51	213.9	0.336	5.5	155.5	2753	5.556

P \dot{m}_e bar	T \dot{m}_e C	h \dot{m}_e (kJ/kg)	\dot{m}_{b+c+e} (kg/s)	Outlet Deaerator			Q Preheater 17E101 (kJ/s)	W pompa (kW)	Inlet Economizer			Q disupply ke WHB (kJ/s)
				P \dot{m}_{b+c+e}	T \dot{m}_{b+c+e}	h \dot{m}_{b+c+e}			h \dot{m}_{b+c+e}	T \dot{m}_{b+c+e}	\dot{m}_{b+c+e}	
25.76	225.61	2802.2	28.208	5.4	124.8	524.515	1063.4416	315.9296	498.0151	117	28.208	89453.379
25.76	225.61	2802.2	28.208	5.4	136.8	575.492	1063.4416	315.9296	548.9916	129.1	28.208	87886.766
25.76	225.61	2802.2	28.208	5.4	148.6	626.468	1063.4416	315.9296	599.9681	141.1	28.208	86320.143
25.76	225.61	2802.2	28.208	5.4	154.8	652.907	1063.4416	315.9296	626.4065	147.3	28.208	85507.630
25.76	225.61	2802.2	28.208	5.4	154.8	753.909	1063.4416	315.9296	700.9093	164.6	14.104	93988.228

Q gas hasil pembakaran supplementar	W Turbin Uap 2 (kW)	efisiensi Gabunga n (%)	efisiensi Rankine (%)	efisiensi Brayton (%)	flowrate gas hasil pembakaran di WHB (kg/s)	flowrate NG in WHB	flowrate stack (kg/s)	Q NG supplementar y firing (kJ/s)	Q diserap air menjadi steam	flowrate NG total (kg/s)
76269.779	10619.48	54.52283	20.33798	30.2545	1.373027	0.08150	23.5699	3841.99150	78925.949	1.30150
74703.166	10592.26	54.54858	20.68026	30.2545	1.344825	0.07983	23.5418	3763.12461	77488.004	1.29983
73136.544	10565.04	54.57457	21.03549	30.2545	1.316622	0.07815	23.5135	3684.06915	76050.060	1.29815
72324.030	10550.92	54.58808	21.22506	30.2545	1.301995	0.07728	23.4988	3643.05648	75304.284	1.29728
80804.628	10496.98	54.12165	19.17170	30.2545	1.454665	0.08635	23.6516	4070.43679	83088.335	1.30635

Tabel A-5 Hasil Perhitungan Pada Variasi Tekanan Ekstraksi 37.5 bar

P ekstraksi Turbin Uap 2	T ekstraksi Turbin Uap 2 (C	\dot{m} ekstraksi TU 2 (ton/jam)	\dot{m} ekstraksi TU 2 (kg/s)	\dot{m}_b (kg/s)	P \dot{m}_b bar	T \dot{m}_b C	h \dot{m}_b (kJ/kg)	\dot{m}_c (kg/s)	P \dot{m}_c bar	T \dot{m}_c C	h \dot{m}_c (kJ/kg)	\dot{m}_e (kg/s)
37.5	246.606	11	3.056	24.8164	5.4	51	213.9	0.336	5.5	155.5	2753	3.056
		13	3.611	24.2609	5.4	51	213.9	0.336	5.5	155.5	2753	3.611
		15	4.167	23.7053	5.4	51	213.9	0.336	5.5	155.5	2753	4.167
		16.03908	4.4553	23.4167	5.4	51	213.9	0.336	5.5	155.5	2753	4.455
		20	5.556	22.3164	5.4	51	213.9	0.336	5.5	155.5	2753	5.556

P \dot{m}_e bar	T \dot{m}_e C	h \dot{m}_e (kJ/kg)	\dot{m}_{b+c+e} (kg/s)	Outlet Deaerator			Q Preheater 17E101 (kJ/s)	W pompa (kW)	Inlet Economizer			Q disupply ke WHB (kJ/s)
				P \dot{m}_{b+c+e}	T \dot{m}_{b+c+e}	h \dot{m}_{b+c+e}			h \dot{m}_{b+c+e}	T \dot{m}_{b+c+e}	\dot{m}_{b+c+e}	
37.5	246.61	2801.9	28.208	5.4	124.8	524.483	1063.4416	315.9296	497.9826	116.9	28.208	89454.375
37.5	246.61	2801.9	28.208	5.4	136.8	575.453	1063.4416	315.9296	548.9532	128.9	28.208	87887.945
37.5	246.61	2801.9	28.208	5.4	148.6	626.424	1063.4416	315.9296	599.9238	140.9	28.208	86321.511
37.5	246.61	2801.9	28.208	5.4	154.8	652.905	1063.4416	315.9296	626.4050	147.3	28.208	85507.678
37.5	246.61	2801.9	28.208	5.4	154.8	753.85	1063.4416	315.9296	700.8502	164.5	14.104	93989.123

Q gas hasil pembakaran suplementar	W Turbin Uap 2 (kW)	efisiensi Gabunga n (%)	efisiensi Rankine (%)	efisiensi Brayton (%)	flowrate gas hasil pembakaran di WHB (kg/s)	flowrate NG in WHB	flowrate stack (kg/s)	Q NG suplementar y firing (kJ/s)	Q diserap air menjadi steam	flowrate NG total (kg/s)
76270.776	10620.40	54.52433	20.33891	30.2545	1.373045	0.08150	23.5699	3841.99150	78926.865	1.30150
74704.345	10593.34	54.55031	20.68137	30.2545	1.344846	0.07983	23.5418	3763.17175	77489.088	1.29983
73137.911	10566.29	54.57644	21.03678	30.2545	1.316647	0.07815	23.5136	3684.25771	76051.310	1.29815
72324.078	10552.23	54.59018	21.22679	30.2545	1.301996	0.07728	23.4989	3643.10362	75304.327	1.29728
80805.523	10498.65	54.12457	19.17351	30.2545	1.454681	0.08634	23.6515	4070.20108	83089.169	1.30634

lxxx

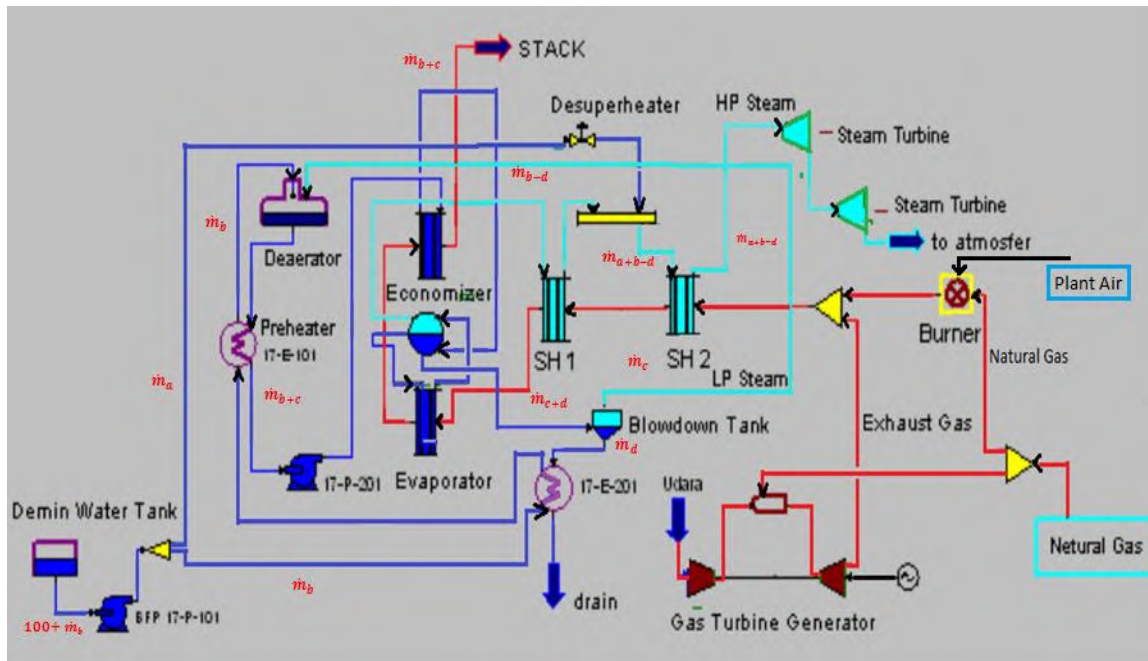
Tabel A-6 Hasil Perhitungan Pada Kondisi *Eksisting* Sistem Gabungan GTG-WHB Tanpa Ekstraksi

Inlet Economizer			Outlet Economizer		
$P \dot{m}_{b+c}$	$T \dot{m}_{b+c}$	$h \dot{m}_{b+c}$	$P \dot{m}_{b+c}$	$T \dot{m}_{b+c}$	$h \dot{m}_{b+c}$
98	90	384.4	97	240	1038
Inlet Evaporator			Outlet Superheater 2		
$P \dot{m}_{b+c}$	$T \dot{m}_{b+c}$	$h \dot{m}_{b+c}$	$P \dot{m}_{b+c}$	$T \dot{m}_{b+c}$	$h \dot{m}_{b+c}$
97	240	1038	98	489	3348
Outlet Evaporator			Outlet Superheater 1		
$P \dot{m}_{b+c}$	$T \dot{m}_{b+c}$	$h \dot{m}_{b+c}$	$P \dot{m}_{b+c}$	$T \dot{m}_{b+c}$	$h \dot{m}_{b+c}$
98	300	1343	98	457	3263

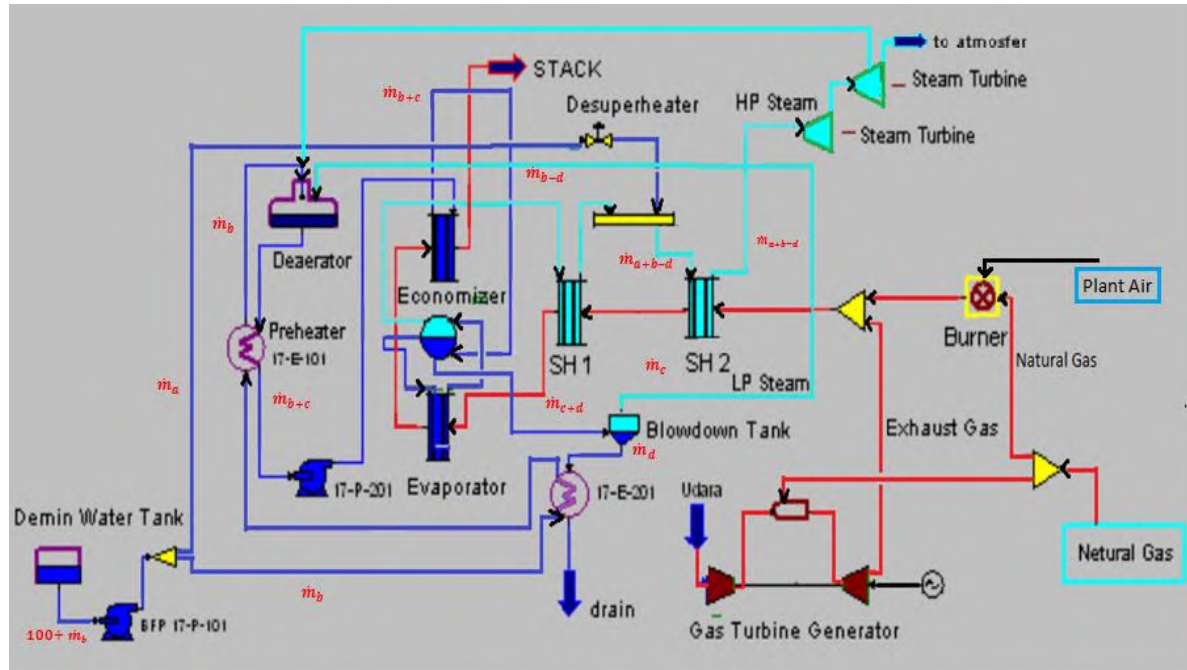
$\dot{m}_{NG \text{ in GTG}}$ (kg/s)	$\dot{m}_{NG \text{ in WHB}}$ (kg/s)	W Turbin Uap 2
1.22	0.9002	10769.206
\dot{m}_{b+c} (kg/s)	\dot{m}_{b-d} (kg/s)	Q gas hsl pmbkrn supp frg
28.208	27.77	74805.92093
Q NG in GTG (kJ/s)	Q NG in WHB (kJ/s)	efisiensi gab GTG- WHB
57512.02	42436.3282	0.336190312

lxxx

Tabel B-1 Skema Sistem Gabungan *Gas Turbine Generator (GTG) – Waste Heat Boiler (WHB)*
Unit Utilitas Kaltim 3.



Tabel B-2 Skema Modifikasi Sistem Gabungan *Gas Turbine Generator (GTG) – Waste Heat Boiler (WHB)* dengan Ekstraksi *Steam Turbine*.



Tabel B-3 Lower and Higher Heating Values of Gas, Liquid, and Solid Fuels

Fuels	Lower Heating Value (LHV) [1]			Higher Heating Value (HHV) [1]			Density
Gaseous Fuels @ 32 F and 1 atm	Btu/lb [2]	Btu/lb [3]	MJ/kg [4]	Btu/lb [2]	Btu/lb [3]	MJ/kg [4]	grams/lb3
Natural gas	963	20,267	47.141	1089	22,453	52.225	22.0
Hydrogen	290	51,682	120.21	343	61,127	142.18	2.55
Still gas (in refineries)	1458	20,163	46.898	1,584	21,905	50.951	32.8
Liquid Fuels	Btu/gal [2]	Btu/lb [3]	MJ/kg [4]	Btu/gal [2]	Btu/lb [3]	MJ/kg [4]	grams/gal
Crude oil	129,670	18,352	42.686	138,350	19,580	45.543	3,205
Conventional gasoline	116,090	16,679	43.448	124,340	20,007	46.536	2,819
CA reformulated or low-sulfur gasoline	113,602	16,211	42.358	121,848	19,533	45.433	2,830
CA reformulated gasoline	113,927	16,272	42.500	122,174	19,595	45.577	2,828
U.S. conventional diesel	128,450	18,397	42.791	137,380	19,676	45.766	3,167
Low-sulfur diesel	129,488	18,320	42.612	138,490	19,594	45.575	3,206
Petroleum naphtha	116,520	19,320	44.938	125,080	20,669	48.075	2,745
NG-based FT naphtha	111,520	19,061	44.383	119,740	20,488	47.654	2,651
Residual oil	140,353	16,968	39.466	150,110	18,147	42.210	3,752
Methanol	57,250	8,639	20.094	65,200	9,838	22.884	3,006
Ethanol	76,330	11,587	26.952	84,530	12,832	29.847	2,988
Butanol	99,837	14,775	34.366	108,458	16,051	37.334	3,065
Acetone	83,127	12,721	29.589	89,511	13,698	31.862	2,964
E-Diesel Additives	116,090	16,679	43.448	124,340	20,007	46.536	2,819
Liquefied petroleum gas (LPG)	84,950	20,038	46.607	91,410	21,561	50.152	1,923
Liquefied natural gas (LNG)	74,720	20,908	48.632	84,820	23,734	55.206	1,621
Dimethyl ether (DME)	68,930	12,417	28.882	75,610	13,620	31.681	2,518
Dimethoxy methane (DMM)	72,200	10,061	23.402	79,197	11,036	25.670	3,255
Methyl ester (biodiesel, BD)	119,550	16,134	37.528	127,960	17,289	40.168	3,361
Fischer-Tropsch diesel (FTD)	123,670	18,593	43.247	130,030	19,549	45.471	3,017
Renewable Diesel I (SuperCetane)	117,059	18,729	43.563	125,294	20,047	46.628	2,835
Renewable Diesel II (UOP+HDO)	122,887	18,908	43.979	130,817	20,128	46.817	2,948
Renewable Gasoline	115,983	18,590	43.239	124,230	19,911	46.314	2,830
Liquid Hydrogen	30,500	51,621	120.07	36,020	60,964	141.80	268
Methyl tertiary butyl ether (MTBE)	93,540	15,094	35.108	101,130	16,319	37.957	2,811
Ethyl tertiary butyl ether (ETBE)	96,720	15,613	36.315	104,530	16,873	39.247	2,810
Tertiary amyl methyl ether (TAME)	100,480	15,646	36.392	108,570	16,906	39.322	2,913
Butane	94,970	19,466	45.277	103,220	21,157	49.210	2,213
Isobutane	90,060	19,287	44.862	98,550	21,108	49.096	2,118
Isobutylene	95,720	19,271	44.824	103,010	20,739	48.238	2,253
Propane	84,250	19,904	46.296	91,420	21,597	50.235	1,920
Solid Fuels	Btu/lb [2]	Btu/lb [5]	MJ/kg [4]	Btu/lb [2]	Btu/lb [5]	MJ/kg [4]	
Coal (wet basis) [6]	19,546,300	9,773	22.732	20,608,570	10,304	23.968	
Bituminous coal (wet basis) [7]	22,460,600	11,230	26.122	23,445,900	11,723	27.267	
Coking coal (wet basis)	24,600,497	12,300	28.610	25,679,670	12,840	29.805	
Farmed trees (dry basis)	16,811,000	8,406	19.551	17,703,170	8,852	20.589	
Herbaceous biomass (dry basis)	14,797,555	7,399	17.209	15,582,870	7,791	18.123	
Corn stover (dry basis)	14,075,990	7,038	16.370	14,974,460	7,487	17.415	
Forest residue (dry basis)	13,243,490	6,622	15.402	14,164,160	7,082	16.373	
Sugar cane bagasse	12,947,318	6,474	15.058	14,062,678	7,031	16.355	
Petroleum coke	25,370,000	12,685	29.505	26,520,000	13,460	31.308	

Source:

GREET, The Greenhouse Gases, Regulated Emissions, and Energy Use in Transportation Model, GREET 1.8d.1, developed by Argonne National Laboratory, Argonne, IL, released August 26, 2010.
<http://greet.es.anl.gov/>

Tabel B-4 Spesifikasi *Gas Turbine Generator* (GTG)

CUSTOMER NAME	PT. PUPUK KALTIM
SITE LOCATION / UNIT NUMBER	Pabrik 3 / 16-Z-001 GT
GAS TURBINE / MODEL	PG 6461 B
TURBINE SERIAL NUMBER	T623
RATING	31.050 MW
ACCESSORY GEAR MODEL	CA 51 BA
ACCESSORY GEAR SERIAL NUMBER	2981
RATING	-----
DRIVEN EQUIPMENT / MODEL	GENERATOR
SERIAL NUMBER	412018
RATING	40.037 KVA
LOAD GEAR MODEL	TRL 65 VX
LOAD GEAR SERIAL NUMBER	3020
RATING	49.700 KW
DATE UNIT OUT OF SERVICE	18 JANUARI 2016
DATE UNIT RETURNED TO SERVICE	18 FEBRUARI 2016

Tabel B-5 Data Analisis Laboratorium Kandungan *Natural Gas* dan *mass flowrate* air di WHB

Komponen	Komposisi %
CO ₂	5,13
N ₂	0,03
CH ₄	85,92
C ₂ H ₆	3,94
C ₃ H ₈	2,81
i-C ₄ H ₁₀	0,61
n-C ₄ H ₁₀	0,71
n-C ₅ H ₁₂	0,28
n-C ₅ H ₁₂	0,15
n-C ₆ H ₁₄	0,43
Total	100%

Laju alir massa di WHB (kg/s)	
\dot{m}_a	0
\dot{m}_b	27.872
\dot{m}_c	0.336
\dot{m}_d	0.094
\dot{m}_{b+c}	28.208
\dot{m}_{c+d}	0.431

Tabel B-6 *Thermodynamic Properties of Chemicals*

Parameter	Value
Hydrogen HHV (ΔH)	-286 kJ/mol
Hydrogen LHV (ΔH)	-242 kJ/mol
Methane gross heat of combustion (ΔH_c)	-891 kJ/mol
Energy content of 1 kg hydrogen	141.9 MJ (HHV) = 39.4 kWh 120.1 MJ (LHV) = 33.3 kWh
of 1 N-m ³ hydrogen	12.7 MJ (HHV)
of 1 pound of hydrogen	64.4 MJ (HHV) = 61.0 kBtu
of 1 gallon gasoline	121.3 MJ (LHV); 115,000 Btu (LHV)

NOTE: HHV = higher heating value; LHV = lower heating value; ΔH = enthalpy; J = joule; Btu = British thermal unit; M = million; k = thousand; mol = mole; N-m³ = normal cubic meter; kWh = kilowatt hour. SOURCE: NIST (2003), except DOE (2003f) for gasoline data.

BAB V. KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Analisis termal sistem gabungan *Gas Turbine Generator* (GTG) – *Waste Heat Boiler* (WHB) dengan kapasitas 100 ton/jam dilakukan dengan variasi tekanan dan laju aliran massa ekstraksi *Steam Turbine* 2. Variasi tekanan yaitu 6.6 bar, 10.88 bar, 17.09 bar, 25.76 bar, dan 37.5 bar. Masing-masing tekanan dilakukan variasi laju alir massa 11-20 ton/jam. Analisis tersebut telah dilakukan dan didapatkan hasil. Adapun kesimpulan dari analisis adalah sebagai berikut :

1. Nilai efisiensi gabungan tertinggi Sistem *Gas Turbine Generator* (GTG) – *Waste Heat Boiler* (WHB) adalah pada tekanan ekstraksi 6.6 bar dan laju alir massa uap ekstraksi 16.30 ton/jam yaitu sebesar 54.88 %. Semakin tinggi tekanan ekstraksi maka efisiensi gabungan akan semakin menurun. Efisiensi gabungan tertinggi pada tekanan ekstraksi 10.88 bar dan laju alir massa 16.17 ton/jam yaitu 54.74 %. Pada 17.09 bar dan laju alir massa 16.07 ton/jam yaitu 54.63 %. Pada 25.76 bar dan laju alir massa 16.03 ton/jam yaitu 54.58 %. Pada 37.5 bar dan laju alir massa 16.04 ton/jam yaitu 54.59 %.
2. Konsumsi bahan bakar *Natural Gas* tertinggi pada setiap laju alir massa ekstraksi adalah pada tekanan 6.6 bar. Semakin tinggi tekanan ekstraksi, maka konsumsi bahan bakar semakin rendah. Pada tekanan 6.6 bar, konsumsi *Natural Gas* saat laju alir massa uap ekstraksi 11 ton/jam yaitu 1.3016 kg/s, saat 13 ton/jam yaitu 1.3 kg/s, saat 15 ton/jam yaitu 1.2983 kg/s, saat 16.30 ton/jam yaitu 1.2978 kg/s, dan saat 20 ton/jam yaitu 1.3064 kg/s.
3. Nilai Efisiensi Gabungan sistem GTG-WHB lebih besar dibandingkan dengan Efisiensi Rankine dan Brayton. Pada tekanan ekstraksi 6.6 bar dan laju alir massa 11 ton/jam, efisiensi gabungan yaitu 54.72%, efisiensi

Rankine yaitu 20.46%, dan efisiensi Brayton yaitu 30.25%. Pada variasi tekanan ekstraksi lainnya nilai efisiensi gabungan juga lebih besar dibandingkan efisiensi Rankine dan Brayton.

4. Rekomendasi yang dapat diberikan kepada perusahaan untuk meningkatkan efisiensi sistem adalah dengan membuat ekstraksi *Steam Turbine 2* pada tekanan ekstraksi 6.6 bar dan laju aliran massa 16.30 ton/jam.

5.2 Saran

Beberapa saran yang bisa diberikan setelah pelaksanaan Tugas Akhir ini antara lain sebagai berikut :

1. Data setiap komponen dari Unit Utilitas Pabrik Kaltim-3 PT. Pupuk Kaltim, Bontang harus lebih lengkap seperti nilai kandungan gas buang GTG, nilai efisiensi tiap komponen, dan spesifikasi tiap komponen agar mempermudah dalam analisis perhitungan.
2. Analisis perhitungan perlu dibandingkan dengan menggunakan *software* sehingga analisis dapat menjadi lebih akurat.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Ahmadi. 2012. Pengenalan Proses Bisnis PT Pupuk Kaltim dalam Bidang Proses, Desain, dan Operasional Pabrik. Bontang : PT Pupuk Kaltim Bontang.
- [2] Sari, Eka Permata. 2012. Analisis Efisiensi Boiler dengan Pola Operasi Bahan Bakar *Dual Firing (Residual Oil dan Natural Gas)* Studi Kasus Boiler di PLTU Unit 3 Gresik. Tugas Akhir. Tidak dipublikasikan. Surabaya : Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- [3] Hamidah, N., Sarwono & RD Noviyanti. 2009. Analisa Kinerja *Waste Heat Boiler* dengan Metode Kesetimbangan Panas dan Massa di Pabrik 1 PT Petrokimia Gresik. Tugas Akhir. Tidak dipublikasikan. Surabaya : Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- [4] Moran, Michael J. Shapiro & Howard N. 2005. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. England : John Wiley & Sons Ltd, The Atrium, Shouthern Gate, Chichester, West Sussex PO19 8SQ.
- [5] Oland, CB. 2002. *Guide to Low-Emission Boiler and Combustion Equipment Selection*. Tennessee : Oak Ridge National Laboratory.
- [6] Dewantara, Bima. 2010. Tinjauan Teknis Perubahan Kinerja *Steam Drum* di Boiler akibat *Blowdown* pada PLTU Unit 3 dan 4 Studi Kasus PT PJB UP Gresik. Tugas Akhir. Tidak dipublikasikan. Surabaya : Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- [7] Heywood, J.B. 1988. *Internal Combustion Engines Fundamentals*. United States of America: McGraw-Hill, Inc.
- [8] Yong Li, Chao Wang. 2012. *Study on The Effect of Regenerative System on Power Type Relative Internal Efficiency of Nuclear Steam Turbine*. China : International Conference on Future Electrical Power an Energy Systems.

- [9] Srinivas T., Gupta A. V. S. S. K. S., Reddy B.V. 2007. *Generalized Thermodynamic Analysis of Steam Power Cycles with 'n' Number of Feedwater Heaters*. International Journal of Thermodynamics, Vol. 10, No. 4, pp 177-185.

BIODATA PENULIS



Putri Wahyu Lestari lahir di Blitar pada 18 Oktober 1993, merupakan anak pertama dari dua bersaudara. Riwayat pendidikan penulis diawali dari SDN Talun 02. Penulis melanjutkan pendidikan di SMP Negeri 1 Blitar, kemudian melanjutkan pendidikannya di SMA Negeri 1 Blitar. Setelah tamat SMA, penulis melanjutkan pendidikan ke Surabaya untuk menempuh studi S1 Teknik Mesin di Institut Teknologi

Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya. Penulis aktif dalam berbagai kegiatan akademik dan kemahasiswaan. Penulis aktif mengikuti kegiatan Laboratorium Termodinamika dan Perpindahan Panas, sebagai Asisten Praktikum. Dalam bidang kemahasiswaan/organisasi, penulis aktif berkecimpung dalam kegiatan organisasi di Paguyuban Penerima Beasiswa Karya Salemba Empat ITS sebagai staff *Public Relation and Communication* (PRC) pada tahun 2014/2015, dan sebagai Sekretaris Umum pada tahun 2015/2016. Selain itu, penulis juga pernah terjun dalam proyek Audit Energi *Joint Operating Body* Pertamina – Medco E&P Tomori-Sulawesi Tenggara. Untuk informasi dan saran dapat menghubungi penulis melalui email putriwahyulestari18@gmail.com.